



①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑩ **DE 100 36 966 A 1**

⑤1 Int. Cl. 7:  
**B 60 K 6/00**

②1 Aktenzeichen: 100 36 966.9  
②2 Anmeldetag: 28. 7. 2000  
④3 Offenlegungstag: 5. 4. 2001

DE 100 36 966 A 1

③0 Unionspriorität:  
11-224165 06. 08. 1999 JP

⑦1 Anmelder:  
TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA, Toyota, JP

⑦4 Vertreter:  
WINTER, BRANDL, FÜRNISS, HÜBNER, RÖSS,  
KAISER, POLTE, Partnerschaft, 80336 München

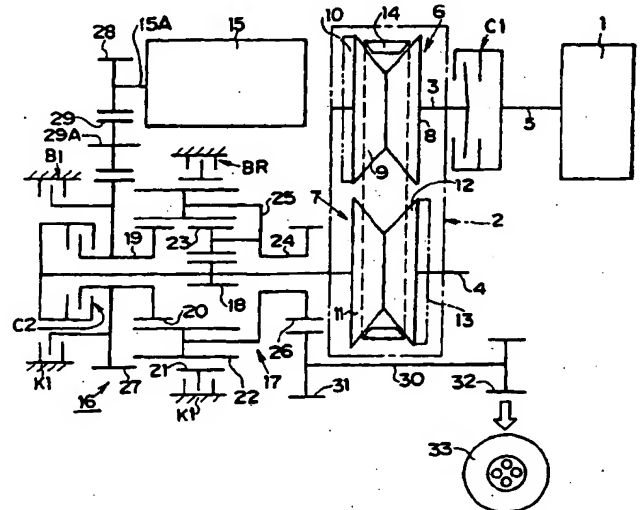
⑦2 Erfinder:  
Nagano, Shuji, Toyota, Aichi, JP; Kuramochi,  
Kojiro, Toyota, Aichi, JP

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤4 Hybridfahrzeug

⑤7 Ein Hybridfahrzeug weist auf: eine erste Antriebsquelle (1); ein Getriebe zur Übertragung des Drehmomentes der ersten Antriebsquelle (1) auf Räder (33); eine zweite Antriebsquelle (15) und einen Drehmomentübertragungszug zwischen der Antriebskraftquelle und den Rädern zur Eingabe des Drehmomentes von der zweiten Antriebskraftquelle. Das Hybridfahrzeug weist weiterhin einen Drehmomenthinzuflüg-Zug zum Synthetisieren oder Zusammensetzen des von dem Getriebe ausgegebenen Drehmomentes und des von der zweiten Antriebskraftquelle ausgegebenen Drehmomentes auf, um das zusammengesetzte Drehmoment an ein Ausgangsteil auszugeben.



DE 100 36 966 A 1

## Beschreibung

Die vorliegende Erfindung betrifft ein Fahrzeug, welches so aufgebaut ist, daß ein Drehmoment einer Antriebskraftquelle über einen Antriebsstrang bzw. ein Getriebe auf Räder übertragen wird. Insbesondere betrifft die vorliegende Erfindung ein Hybridfahrzeug, bei welchem ein Drehmoment einer anderen Antriebskraftquelle einem Drehmomentübertragungszug zwischen der einen Antriebskraftquelle und den Rädern eingegeben werden kann.

Wie allgemein bekannt ist, gibt eine Brennkraftmaschine eine kinetische Energie durch Mischen und Verbrennen von Luft und Brennstoff ab. Im Ergebnis stößt die Brennkraftmaschine unvermeidlich Abgase aus. Die Zusammensetzungen und Mengen der Abgase hängen von einem Betriebszustand der Brennkraftmaschine ab. In Übereinstimmung mit einer allgemeinen Tendenz neigen nicht nur die Reinigung der Abgase, sondern auch der Kraftstoffverbrauch dazu, sich während Laufzeiten unter hoher Last zu verschlechtern, wenn die Drosselklappenöffnung groß ist. Demgegenüber wurde in den letzten Jahren die Forderung nach einer Reinigung der Abgase von Fahrzeugen mit eingebauten Brennkraftmaschinen stärker und stärker. Um diese Anforderung zu erfüllen, wurde ein Hybridfahrzeug entwickelt, welches einen Motor, einen Elektromotor und einen Antriebsstrang bzw. ein Getriebe aufweist. Bei diesem Hybridfahrzeug wird der Fahr- oder Betriebszustand auf der Grundlage der Gaspedalbetätigung und der Fahrzeuggeschwindigkeit beurteilt, um den Motor und den Elektromotor anzutreiben/anzuhalten und um ein Übersetzungsverhältnis im Getriebe des Antriebsstrangs abhängig von dem Beurteilungsergebnis zu steuern.

Ein Beispiel eines Hybridfahrzeuges, welches den Motor, den Elektromotor und den Antriebsstrang bzw. das hierin enthaltene Getriebe eingebaut hat, ist in dem offengelegten Japanischen Patent Nr. 9-37411 offenbart. Gemäß der dortigen Offenbarung ist das Fahrzeug so aufgebaut, daß das Drehmoment von dem Motor über einen Planetengetriebemechanismus einem stufenlos schaltbaren Getriebe eingegeben wird. Weiterhin ist die Ausgangsseite des stufenlos schaltbaren Getriebes dafür vorgesehen, das Drehmoment auf die Räder zu übertragen. Das stufenlos schaltbare Getriebe ist mit einem Eingangs-drehteil, einem Ausgangs-drehteil und einer Scheibe versehen. Das Eingangs-drehteil und das Ausgangs-drehteil sind so ausgebildet, daß sie bogenförmig geschwungene oder gekrümmte Flächen haben. Weiterhin ist die Scheibe in Kontakt mit der bogenförmigen Fläche des Eingangs-drehteils und der bogenförmigen Fläche des Ausgangs-drehteils. Dieses stufenlos schaltbare Getriebe ist das sogenannte "stufenlos schaltbare Getriebe des Toroidal-Typs". Weiterhin sind das Ausgangs-drehteil und die Räder so mit einander verbunden, daß das Drehmoment übertragen wird.

Der Planetengetriebemechanismus umfaßt ein Sonnenrad, einen Zahnring oder ein Hohlrad und einen Träger, der ein Ritzel- oder Planetenrad trägt, welches in Eingriff mit dem Sonnenrad und dem Hohlrad ist. Weiterhin sind der Motor und das Hohlrad in einer Drehmoment-übertragungsfähigen Weise verbunden und der Träger und das Eingangs-drehteil sind ebenfalls in einer Drehmoment-übertragungsfähigen Weise verbunden. Weiterhin sind das Sonnenrad und der Elektromotor auf Drehmoment-übertragungsfähige Weise verbunden. Von den sich drehenden Elementen des Planetengetriebemechanismus wirkt weiterhin das Hohlrad, welchem das Drehmoment des Motors eingegeben wird, als Eingangselement. Wenn dieses Hohlrad dreht, wirkt das Sonnenrad, welchem das Drehmoment vom Elektromotor eingegeben wird, als Reaktionselement, so daß das Drehmo-

ment vom Träger ausgegeben wird. Das so vom Träger ausgegebene Drehmoment wird dem stufenlos schaltbaren Getriebe eingegeben. In diesem stufenlos schaltbaren Getriebe wird das Übersetzungsverhältnis auf der Grundlage eines Verhältnisses zwischen einem Radius eines Kontaktpunktes zwischen der Scheibe und dem Eingangs-drehteil und einem Radius eines Kontaktpunktes zwischen der Scheibe und dem Ausgangs-drehteil festgesetzt. Von daher wird das dem stufenlos schaltbaren Getriebe eingegebene Drehmoment abhängig vom Übersetzungsverhältnis verzögert oder beschleunigt (verkleinert oder vergrößert) und auf die Räder übertragen.

Bei dem Hybridfahrzeug gemäß obiger Beschreibung wird jedoch das hohe Drehmoment, wie es von dem Planetengetriebemechanismus heruntergestuft oder synthetisiert worden ist, dem stufenlos schaltbaren Getriebe eingegeben. Im Ergebnis kann zwischen den Drehmomentübertragungsteilen zur Übertragung des Drehmomentes zwischen der Eingangsseite und der Ausgangsseite des stufenlos schaltbaren Getriebes Rutsch auftreten, d. h., zwischen dem Eingangs-drehteil und dem Ausgangs-drehteil und der Scheibe, was die Übertragungsleistung von Bewegungsenergie verschlechtert. Um diesen Rutsch zu verhindern, müssen somit die Eingangs-/Ausgangsteile und die Scheibe durch eine stärkere Kraft in Kontakt miteinander gebracht werden. Dieser Anstieg im Kontaktdruck kann jedoch ebenfalls die Übertragungsleistung für die Bewegungsenergie verschlechtern.

Demgegenüber ist es Aufgabe der vorliegenden Erfindung, die Übertragungsleistung von Bewegungsenergie in einem Getriebe oder Antriebsstrang zu verbessern und das gesamte System in seiner Bauweise kompakt zu machen.

Insbesondere ist es Aufgabe der vorliegenden Erfindung, die Übertragungsleistung oder den Wirkungsgrad des Antriebsstrangs für die Bewegungs- oder Antriebskraft in einem Hybridfahrzeug mit wenigstens zwei Antriebskraftquellen und einem stufenlos schaltbaren Getriebe zu verbessern.

Weiterhin ist es Aufgabe der Erfindung, den Gesamtaufbau eines Systems mit einem Mechanismus zum Schalten eines Betriebszustandes in Rückwärtsfahrt kompakt zu machen.

Gemäß der Erfindung, wie sie in Anspruch 1 angegeben ist, wird zur Lösung dieser Aufgabe ein Hybridfahrzeug geschaffen, mit: einer ersten Antriebskraftquelle; einem Getriebe zur Übertragung eines Drehmomentes von der ersten Antriebskraftquelle auf Räder; einer zweiten Antriebskraftquelle; und einem Drehmomentübertragungszug zwischen der ersten Antriebskraftquelle und den Rädern zur Eingabe des Drehmomentes der zweiten Antriebskraftquelle, wobei das Hybridfahrzeug gekennzeichnet ist durch: einen Drehmomenthinzuflüg-Zug zur Synthetisierung des von dem Getriebe ausgegebenen Drehmomentes und des von der zweiten Antriebskraftquelle ausgegebenen Drehmomentes, um das synthetisierte Drehmoment an ein Ausgangsteil auszugeben.

Die erste Antriebskraftquelle kann aus einer Brennkraftmaschine aufgebaut sein und die zweite Antriebskraftquelle kann aus einem Elektromotor oder einem Motor/Generator aufgebaut sein. Weiterhin kann das Getriebe aus einem stufenlos schaltbaren Getriebe aufgebaut sein.

Das Drehmoment der zweiten Antriebskraftquelle wird an der Ausgangsseite des Getriebes dem Ausgangsdrehmoment des Getriebes hinzuaddiert oder hinzugefügt, d. h. es erfolgt eine Drehmomentzusammensetzung oder -synthetisierung im Sinne der Erfindung. Somit ist das auf das Getriebe anzulegende Drehmoment dasjenige, welches von der ersten Antriebskraftquelle übertragen wird, d. h., ein relativ

niedriges Drehmoment, so daß die Übertragungsleistung oder der Wirkungsgrad des Antriebsstrangs für die Antriebskraft in dem Antriebsstrang oder Getriebe verbessert wird.

Inbesondere wenn das Getriebe ein stufenlos schaltbares Getriebe des Riementyps ist, wird Rutschen des Riemens aufgrund des geringen übertragenen Drehmomentes unterdrückt und die Übertragungsleistung oder der Wirkungsgrad für die Antriebskraft wird verbessert, da die auf den Riemen aufzubringende Spannung verringert wird.

Der Hinzufüg-Zug oder Hinzufüg-Weg für das Drehmoment in dem erfindungsgemäßen Hybridfahrzeug kann aus einem Planetengetriebemechanismus des Ravigneaux-Typs, einem Satz von Planetengetriebemechanismen des Einzelplanetenrad- oder -ritzeltyps oder aus einer Mehrzahl von Sätzen von Planetengetriebemechanismen aufgebaut sein.

Wenn der Hinzufüg-Zug für das Drehmoment aus einem Planetengetriebemechanismus aufgebaut ist, können wenigstens zwei hohe und niedrige Übersetzungsverhältnisse durch den Planetengetriebemechanismus festgelegt werden. Bei diesem Aufbau ist es möglich, das Drehmoment, welches von der zweiten Antriebskraftquelle ausgegeben wird, hoch- oder herunterzustufen. Weiterhin ist es möglich, die UpM-Zahl (d. h. die Umdrehungen pro Minute) des Gehäuses zu ändern, in welchem die zweite Antriebskraftquelle zwangsbetrieben wird.

Wenn der Hinzufüg-Zug für das Drehmoment aus einem Planetengetriebemechanismus aufgebaut ist, ist es weiterhin möglich, eine Vorwärts-/Rückwärts-Schaltfunktion zur Umkehr und Ausgabe des eingegebenen Drehmomentes zu erhalten. Bei diesem Aufbau kann das System insgesamt kompakt gemacht werden.

Weitere Einzelheiten, Aspekte und Vorteile der vorliegenden Erfindung ergeben sich besser aus der nachfolgenden detaillierten Beschreibung unter Bezugnahme auf die beige-fügte Zeichnung. Es versteht sich jedoch, daß die Zeichnung alleine zum Zwecke der Darstellung dient und nicht als einschränkend zu verstehen ist.

In der Zeichnung zeigt:

Fig. 1 ein schematisches Diagramm einer Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Hybridfahrzeugs;

Fig. 2 ein Blockdiagramm eines Steuersystems entsprechend dem Hybridfahrzeug von Fig. 1;

Fig. 3 eine tabellarische Aufstellung zur Veranschaulichung entsprechender Beziehungen zwischen Reibschlußelementen von Fig. 1 und einzelnen Antriebsarten oder -mustern;

Fig. 4 ein nomographisches Diagramm, in welchem die Zustände von sich drehenden Elementen des Planetengetriebemechanismus in der Ausführungsform von Fig. 1 gezeigt sind;

Fig. 5 eine graphische Darstellung, in der Beziehungen zwischen einer Fahrzeuggeschwindigkeit und einer Antriebskraft in einem Steuerbeispiel gemäß der Erfindung gezeigt sind;

Fig. 6 eine schematische Darstellung eines Hybridfahrzeugs gemäß einer anderen Ausführungsform der Erfindung;

Fig. 7 ein nomographisches Diagramm, in welchem die Zustände von sich drehenden Elementen eines Planetengetriebemechanismus in der Ausführungsform von Fig. 6 gezeigt sind;

Fig. 8 eine schematische Darstellung, in welcher ein Hybridfahrzeug gemäß einer weiteren Ausführungsform der Erfindung gezeigt ist; und

Fig. 9 eine tabellarische Aufstellung zur Veranschaulichung entsprechender Beziehungen zwischen Reibschlußelementen von Fig. 8 und individueller Antriebsarten oder -steuerungen.

Unter Bezugnahme auf die beige-fügte Zeichnung wird die Erfindung nun anhand von illustrativ und nicht einschränkend zu verstehenden Ausführungsbeispielen erläutert.

Ein Hybridfahrzeug gemäß der Erfindung weist einen eingebauten Motor 1 auf, wie in Fig. 1 gezeigt, der beispielsweise eine Brennkraftmaschine, z. B. ein Benzinmotor, ein Dieselmotor oder ein Flüssiggasmotor sein kann. In der nachfolgenden Beschreibung sei aus Gründen der Einfachheit angenommen, daß es sich bei dem Motor 1 um einen Benzinmotor handelt. Dieser Motor 1 ist von allgemein bekannter Bauart mit Ansaug- und Abgasvorrichtungen, einer Schmiereinheit, einer Kühleinheit, einer Benzineinspritzeinheit, einer Zündeinheit, einem Anlasser etc.

An der Ausgangs- oder Abtriebsseite des Motors 1 ist ein stufenlos schaltbares oder stufenlos arbeitendes Getriebe (CVT = continuously variable transmission) 2 angeordnet. Dieses stufenlos schaltbare Getriebe 2 ist in einem hohlen Gehäuse K1 aufgenommen. Das stufenlos schaltbare Getriebe 2 weist eine Eingangswelle 3 und eine Zwischenwelle 4 auf, welche parallel zueinander angeordnet sind. Weiterhin ist der Motor 1 mit einer Kurbelwelle 5 ausgestattet, welche coaxial zu der Eingangswelle 3 angeordnet ist. In einem Drehmomentübertragungszug oder -weg zwischen der Kurbelwelle 5 und der Eingangswelle 3 ist weiterhin eine Anfahrkupplung C1 angeordnet. Diese Anfahrkupplung C1 ist eine nasse Mehrscheibenkupplung des Hydrauliktyps mit einer Mehrzahl von (nicht gezeigten) Kupplungsplatten, einer Mehrzahl von (nicht gezeigten) Kupplungsscheiben, einer (nicht gezeigten) Rückstellfeder und einem (nicht gezeigten) hydraulischen Servomechanismus.

Das stufenlos schaltbare Getriebe 2 ist weiterhin mit einer antriebsseitigen Riemenscheibe (oder Primäriemensscheibe) 6 und einer Riemenscheibe auf der angetriebenen Seite (oder Sekundäriemensscheibe) 7 versehen. Die antriebsseitige Riemenscheibe 6 liegt auf Seiten der Eingangswelle 3 und die Riemenscheibe 7 auf der angetriebenen Seite liegt auf Seiten der Zwischenwelle 4. Die antriebsseitige Riemenscheibe 6 weist eine ortsfeste Scheibenhälfte 8 und eine bewegliche Scheibenhälfte 9 auf. Die ortsfeste Scheibenhälfte 8 ist auf der Eingangswelle 3 befestigt und die bewegliche Scheibenhälfte 9 ist in axialer Richtung auf der Eingangswelle 3 beweglich. Weiterhin ist ein hydraulisches Stellglied 10 zur Bewegung der beweglichen Scheibenhälfte 9 in axialer Richtung der Eingangswelle 3 vorhanden. Das hydraulische Stellglied 10 weist in bekannter Weise einen (nicht gezeigten) Kolben zur Bewegung in Axialrichtung der Eingangswelle 3 und eine (nicht gezeigte) Rückstellfeder auf.

Die Riemenscheibe 7 auf der angetriebenen Seite weist ebenfalls eine ortsfeste Scheibenhälfte 11 und eine bewegliche Scheibenhälfte 12 auf. Die ortsfeste Scheibenhälfte 11 ist auf der Zwischenwelle 4 festgelegt und die bewegliche Scheibenhälfte 12 ist in axialer Richtung der Zwischenwelle 4 beweglich. Weiterhin ist ein hydraulisches Stellglied 13 zur Bewegung der beweglichen Scheibenhälfte 12 in axialer Richtung der Zwischenwelle 4 vorhanden. Das hydraulische Stellglied 13 weist in bekannter Weise einen (nicht gezeigten) Kolben zur Bewegung in Axialrichtung der Zwischenwelle 4 und eine (nicht gezeigte) Rückstellfeder auf. Weiterhin läuft um die antriebsseitige Riemenscheibe 6 und die Riemenscheibe 7 auf der angetriebenen Seite oder Abtriebsseite ein Riemen 14. Mit anderen Worten, über den Riemen 14 wird zwischen den Riemenscheiben 6 und 7 ein Drehmoment übertragen.

Innerhalb des Gehäuses K1 sind ein Motor/Generator 15 und ein Hinzufüg-Zug oder eine Hinzufüg-Strecke 16 für ein Drehmoment angeordnet. Der Motor/Generator 15 hat

die Funktion, eine kinetische Energie und eine elektrische Energie jeweils ineinander umzuwandeln. Genauer gesagt, der Motor/Generator 15 hat sowohl die Funktion (oder Leistungsfunktion) als Elektromotor, um abhängig von einer elektrischen Leistung ein Drehmoment auszugeben und eine Funktion (Rückgewinnungsfunktion oder regenerative Funktion) als Energieerzeuger zur Erzeugung von elektrischer Energie anhand einer von außen her eingegebenen Bewegungsenergie.

Der Hinzufüg-Zug oder -weg 16 für das Drehmoment überträgt das Drehmoment vom Motor/Generator 15 auf die Ausgangsseite des stufenlos schaltbaren Getriebes 2 und weist einen Planetengetriebemechanismus 17 auf. Dieser Planetengetriebemechanismus 17 ist ein sogenannter "Ravigneaux-Planetengetriebemechanismus", der durch eine Kombination zweier Planetengetriebeeinheiten aufgebaut ist. Der Planetengetriebemechanismus 17 weist ein erstes Sonnenrad 18 und eine erste Hohlwelle 19 auf. Das erste Sonnenrad 18 ist an der Zwischenwelle 4 befestigt. Die erste Hohlwelle 19 ist so koaxial zu und um die Zwischenwelle 4 herum angeordnet, daß sie relativ zu der Zwischenwelle 4 drehen kann. Ein zweites Sonnenrad 20 ist auf der ersten Hohlwelle 19 angeordnet. Eine Kupplung C2 ist dafür vorgesehen, einen Drehmomentübertragungszustand zwischen der Zwischenwelle 4 und der ersten Hohlwelle 19 zu steuern. An der Innenfläche des Gehäuses K1 ist weiterhin eine erste Bremse B1 zur Steuerung von Drehung/Anhalten der ersten Hohlwelle 19 angeordnet.

Um das erste Sonnenrad 18 herum ist ein erstes Hohlrad 21 angeordnet, welches über ein zweites Planetenrad 22 mit dem zweiten Sonnenrad 20 in Eingriff steht. Dieses zweite Planetenrad 22 und das erste Sonnenrad 18 wiederum stehen über ein erstes Planetenrad 23 in Eingriff. Koaxial zu und um die Zwischenwelle 4 herum ist eine zweite Hohlwelle 24 angeordnet, welche relativ zur Zwischenwelle 4 drehen kann. Das zweite Planetenrad 22 und das erste Planetenrad 23 sind von einem Träger 25 gehalten, der so mit der zweiten Hohlwelle 24 verbunden ist, daß er ein Drehmoment übertragen kann. Weiterhin ist an der Innenfläche des Gehäuses K1 eine Umsteuerbremse BR angeordnet, um eine Drehung/Anhaltung des Hohlrades 21 zu steuern. Weiterhin ist an der Hohlwelle 24 ein Zahnrad 26 angeordnet.

Weiterhin ist ein Zahnrad 27 am Außenumfang der ersten Hohlwelle 19 ausgebildet und ein Zahnrad 28 ist an einer Ausgangswelle 15A des Motors/Generators 15 ausgebildet. Parallel zur Zwischenwelle 4 ist eine Welle 29A angeordnet, welche ein Zahnrad 29 aufweist. Das Zahnrad 27 und das Zahnrad 28 stehen jeweils mit dem Zahnrad 29 in Eingriff.

Parallel zur Zwischenwelle 4 ist eine Ausgangs- oder Abtriebswelle 30 angeordnet. Die Ausgangswelle 30 ist ebenfalls innerhalb des Gehäuses K1 angeordnet. Die Ausgangswelle 30 weist ein Zahnrad 31 und ein Zahnrad 32 auf. Weiterhin stehen das Zahnrad 31 und das Zahnrad 32 miteinander in Eingriff und das Zahnrad 32 und die Räder 33 sind über ein (nicht gezeigtes) Differential in Verbindung, um das Drehmoment zu übertragen.

Ein Steuersystem für das Fahrzeug mit dem Systemaufbau gemäß Fig. 1 wird nachfolgend unter Bezugnahme auf das Blockdiagramm von Fig. 2 beschrieben.

Zunächst ist eine elektronische Steuereinheit (ECU) 34 vorgesehen. Diese ECU 34 ist dafür vorgesehen, den Motor 1, das stufenlos schaltbare Getriebe 2 und die Reibschlußelemente (d. h. die oben erwähnten verschiedenen Bremsen und Kupplungen) zu steuern.

Die elektronische Steuereinheit 34 ist so aufgebaut, daß sie einen Mikrocomputer aufweist, der im wesentlichen eine Verarbeitungseinheit (z. B. CPU oder MPU), Speichereinheiten (z. B. RAM und ROM) und eine Eingangs/Ausgangs-

Schnittstelle beinhaltet. Der ECU 34 werden die folgenden Signale eingegeben: ein Signal von einem Motordrehzahl-sensor 35, ein Signal von einem Gaspedalniederdrückungs-sensor 36, ein Signal von einem Drosselklappenöffnungs-sensor 37, ein Signal von einem Bremsenschalter 38, ein Signal von einem Schaltpositionssensor 39 zur Erkennung eines Betriebszustandes eines (nicht gezeigten) Schalthebels, ein Signal von einem Eingangs-UpM-Sensors 40 zur Erkennung der Umdrehungen pro Minute der antriebsseitigen Riemenscheibe, ein Signal von einem Ausgangs-UpM-Sensor 41 zur Erkennung der Umdrehungen pro Minute der Riemenscheibe 7 an der angetriebenen Seite, und ein Signal von einem Ausgangswellen-UpM-Sensor 42 zur Erkennung der Umdrehung pro Minute der Ausgangs- oder Abtriebswelle 30. Die Fahrzeuggeschwindigkeit wird auf der Grundlage des Signales des Ausgangswellen-UpM-Sensors 42 berechnet.

Mit der elektronischen Steuereinheit 34 stehen weiterhin in einer datenübertragungsfähigen Weise eine Kraftstoffeinspritzzeit 43, eine Zündzeitpunkt-Steuereinheit 44 und eine Hydrauliksteuereinheit 45 in Verbindung. Diese Hydrauliksteuereinheit 45 ist mit einer Anzahl von Magnetventilen 46 und einem bestimmten Magnetventil 47 ausgestattet. Die verschiedenen Magnetventile 46 sind dafür vorgesehen, die Öldrücke zu steuern, welche auf die Anfahrkupplung C1, die Kupplung C2, die Bremse B1 und die Umsteuerbremse BR einwirken, in dem auf den Betriebszustand des Schalthebels und andere Betriebsbedingungen zurückgegriffen wird. Das Magnetventil 47 steuert darüber hinaus die Öldrücke, welche auf die hydraulischen Stellglieder 10 und 13 wirken.

Mit der elektronischen Steuereinheit 34 ist weiterhin in einer datenübertragungsfähigen Weise eine elektronische Steuereinheit 48 für den erwähnten Motor/Generator 15 verbunden. Weiterhin ist mit dem Motor/Generator 15 eine Batterie 50 über einen Inverter oder Wandler 49 verbunden. Weiterhin ist die elektronische Steuereinheit 48 für den Motor/Generator 15 in einer datenübertragungsfähigen Weise mit dem Motor/Generator 15, dem Inverter 49 und der Batterie 50 verbunden. Weiterhin weist die elektronische Steuereinheit 48 für den Motor/Generator eine Doppelfunktion auf, nämlich die Erkennung und Steuerung eines Stromwertes, der dem Motor/Generator 15 von der Batterie 50 zuzuführen ist und die Erkennung eines Stromwertes elektrischer Energie, welche vom Motor/Generator 15 erzeugt wird. Die elektronische Steuereinheit 48 für den Motor/Generator ist weiterhin mit einer doppelten Funktion versehen, nämlich die Steuerung der Umdrehungen pro Minute des Motors/Generators 15 und die Erkennung und Steuerung des Ladezustandes (SOC = state of charge) der Batterie 50.

Nachfolgend werden die entsprechenden Beziehungen bzw. Terminologie-Zuweisungen zwischen dem Aufbau der oben erwähnten Ausführungsform und dem Aufbau der Erfindung beschrieben. Der Motor 1 entspricht der ersten Antriebskraftquelle der Erfindung und die Kurbelwelle 5, die Eingangswelle 3, die Zwischenwelle 4 und die Ausgangswelle 30 bilden einen Zug entsprechend dem Drehmomentübertragungszug der Erfindung. Weiterhin entspricht der Motor/Generator 15 einer zweiten Antriebskraftquelle der Erfindung und die Zahnräder 27, 28 und 29 und die erste Hohlwelle 19 bilden einen Zug entsprechend dem Hinzufüg-Zug für das Drehmoment gemäß der Erfindung.

Die Arbeitsweisen und Steuervorgänge in dem Hybridfahrzeug gemäß der vorliegenden Erfindung mit dem bisher beschriebenen Aufbau werden nun erläutert. Durch Betätigung des Schalthebels werden ausgewählt entweder: eine Antriebsposition zum Festsetzen eines Zustandes, in welchem das Drehmoment (oder die Bewegungskraft) von we-

nigstens entweder dem Motor 1 oder dem Motor/Generator 15 den Rädern 33 übertragen wird, oder eine Nichtantriebsposition zum Festsetzen eines Zustandes, in welchem weder das Drehmoment vom Motor 1 noch vom Motor/Generator 15 den Rädern 33 übertragen wird. Die Antriebsposition ist durch eine Antriebsposition oder eine Rückwärtsposition ausgedrückt und die Nichtantriebsposition ist durch eine Neutralposition oder Parkposition ausgedrückt. Die Antriebsposition ist eine Position zum Betreiben des Fahrzeuges vorwärts und die Rückwärtsposition ist eine Position zum Rückwärtsfahren des Fahrzeuges.

Wenn weiterhin die Antriebsposition angewählt ist, wird eine von verschiedenen Antriebsweisen auf der Grundlage des Fahrzeugzustandes ausgewählt, beispielsweise aufgrund der Fahrzeuggeschwindigkeit, der Niederdrückung des Gaspedals, des Drosselklappenöffnungsbetrages oder der Schalt(hebel)position, um die Steuerung der Antriebsweise angepaßt oder entsprechend durchzuführen. Die Antriebsweisen beinhalten die verschiedenen Antriebs- oder Fahrweisen, beispielsweise Schleich- oder Langsamfahrt, normaler Start (normales Anfahren), normale Fahrweise, regeneratives oder energierückgewinnendes Bremsen und Fahrt nach rückwärts, wie in Fig. 3 tabellarisch gezeigt. Wenn die Antriebsweise durch den Schalthebel angewählt wird, ist es weiterhin möglich, eine aus verschiedenen Arten von Langsamfahrt, normalem Anfahren, normaler Fahrt und regenerativem Bremsen anzuwählen. Wenn die Rückwärtsposition angewählt wird, wird andererseits die Rückwärtsfahrt angewählt.

Die Steuerungen entsprechend den jeweiligen Antriebsweisen werden unter Bezugnahme auf die Fig. 3 und 4 beschrieben. Hierbei zeigt Fig. 3 in tabellarischer Form die entsprechenden Beziehungen zwischen den einzelnen Antriebsweisen und den Zuständen der Reibschlußelemente einschließlich der Kupplungen und der Bremsen. Fig. 3 zeigt auch tabellarisch die Antriebsvorrichtung (die Antriebskraftquellen des Fahrzeuges) in den einzelnen Antriebsweisen. In Fig. 3 bedeutet ein Kreis, daß die Reibschlußelemente anliegen, ein leeres Feld bedeutet, daß die Reibschlußelemente freigegeben sind und ein Dreieck bedeutet, daß das Reibschlußelement in Anlage ist, wenn das Fahrzeug rasch anfährt wird (z. B., wenn das Gaspedal stark niedergedrückt wird). Weiterhin ist Fig. 4 eine nomographische Darstellung, in der die Zustände des ersten Sonnenrades 18, des zweiten Sonnenrades 20, des Trägers 25 und des Hohlrades 21 in den einzelnen Antriebsweisen dargestellt sind. In Fig. 4 bezeichnen die Pfeile die Drehrichtungen.

Zunächst wird die Langsamfahrweise ausgewählt, wobei das sogenannte "ECO-run system" aktiv ist, was die Bedeutung von "ECONomical-ECOLOGical run" hat (d. h. ökonomische-ökologische Fahrweise) zur Steuerung des Laufs/Anhaltens des Motors 1 auf der Grundlage eines bestimmten Zustandes, der nicht die Betätigung eines nicht gezeigten Zündschlüssels ist. Genauer gesagt, wird die Langsamfahrweise ausgewählt, wenn eine Bedingung zum Zurückbringen des Motors 1 in den Laufzustand erfüllt ist, während der Motor 1 automatisch unter der Motorstoppbedingung angehalten ist. Noch genauer gesagt, wird die Langsamfahrweise im Hinblick darauf ausgewählt, die Kraft zum Antreiben der Räder 33 für eine Zeitdauer zurückzuhalten, welche von der Erfüllung der Zurückbringbedingung des während des Motorstopps bis zum Start des Motors 1 vergangen ist. Hierbei ist die Bedingung für Motorstopp beispielsweise erfüllt, wenn das Gaspedal vorher losgelassen ist, wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit bei Null ist, und wenn der Bremsenschalter 38 eingeschaltet ist. Andererseits ist die Zurückbringbedingung erfüllt, wenn wenigstens eine der Motorstoppbedingungen nicht erfüllt ist.

In dieser Langsamfahrtsteuerung liegt die Kupplung C2 an, das heißt, ist eingerückt, jedoch die anderen Kupplungen und Bremsen sind frei. Kurz gesagt, das zweite Sonnenrad 20 und das erste Sonnenrad 18 sind in direkter Verbindung. Im Ergebnis wird das Drehmoment, wie es vom Motor/Generator 15 ausgegeben wird, über die Zahnräder 28, 29 und 27 auf das erste Sonnenrad 18 und das zweite Sonnenrad 20 übertragen und das erste Sonnenrad 18, das zweite Sonnenrad 20 und der Träger 25 drehen alle miteinander, wie in Fig. 4 gezeigt. Das Drehmoment vom Träger 25 wird über die zweite Hohlwelle 24 und das Getriebe 26 zur Ausgangswelle 30 übertragen. Das Drehmoment von der Ausgangswelle 30 wird dann auf die Räder 33 übertragen, um die Antriebskraft der Räder 33 zu erzeugen. Wenn die Langsamfahrweise so ausgewählt worden ist, fährt das Fahrzeug unter Verwendung des Motors/Generators 15 als Antriebsvorrichtung.

Nachfolgend wird die normale Start- oder Anfahrweise beschrieben. Diese normale Anfahrweise wird gewählt, wenn das Fahrzeug anhält und wenn eine Anforderung für (wieder) Anfahren gemacht wird, während der Motor 1 aktiv ist. Ob die Anforderung für den Start (für das Anfahren) gemacht wird oder nicht, wird auf der Grundlage des Signals vom Gaspedalniederdrückungssensor 36, des Signals vom Bremsenschalter 38 etc. entschieden. Wenn diese normale Start- oder Anfahrweise ausgewählt wird, rückt die Anfahrkupplung C1 ein, jedoch die anderen Kupplungen und Bremsen sind freigegeben. Sodann wird das Drehmoment, wie es von der Kurbelwelle 5 des Motors 1 ausgegeben wird, der Eingangswelle 3 des stufenlos schaltbaren Getriebes 2 übertragen. Das Drehmoment der Eingangswelle 3 wird über die antriebsseitige Riemenscheibe 6, den Riemen 14 und die Riemenscheibe 7 auf der angetriebenen Seite der Zwischenwelle 4 übertragen. Das so auf die Zwischenwelle 4 übertragene Drehmoment wird weiter über das erste Sonnenrad 18 und das erste Planetenrad 23 dem Träger 25 übertragen.

Das Drehmoment vom Motor/Generator 15 wird über die Zahnräder 28, 29 und 27 dem zweiten Sonnenrad 20 übertragen. Im Ergebnis wirkt das zweite Sonnenrad 20 als ein Reaktionselement, so daß der Träger 25 in seiner Drehung gegenüber dem ersten Sonnenrad 18 verzögert wird. Das Drehmoment vom Träger 25 wird über die zweite Hohlwelle 24 und das Zahnrad 26 der Ausgangswelle 30 übertragen. Genauer gesagt, der Träger 25 oder das Zahnrad 26, welche als Ausgangselement dienen, werden in ihren Drehungen bezüglich der Zwischenwelle 4 durch den Planetengetriebemechanismus 17 weiter verzögert. Dieses Drehmoment vom Träger 25 oder dem Zahnrad 26 ist ein aufsummiertes hohes Drehmoment des vom Motor 1 über das erste Sonnenrad 18 übertragenen Drehmoments und des vom Motor/Generator 15 über das zweite Sonnenrad 20 übertragenen Drehmoments.

Fig. 5 ist eine graphische Darstellung, in der die Beziehungen zwischen der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Antriebskraft des Fahrzeuges dargestellt sind. In diesem Diagramm sind dargestellt: ein Fahrwiderstand des Fahrzeuges; eine (fundamentale) Antriebskraft entsprechend einem Produkt, welches durch multiplizieren des Motordrehmomentes mit dem Übersetzungsverhältnis berechnet wird; und eine (gestrichelte) Zone, in der die fundamentale oder grundlegende Antriebskraft vom Motor/Generator 15 unterstützt wird. Wie aus dem Antriebskraftdiagramm von Fig. 5 zu sehen ist, zeichnet sich die grundlegende Antriebskraft dadurch aus, daß sie mit einem Anstieg der Fahrzeuggeschwindigkeit anwächst und zu dem Zeitpunkt, zu dem eine bestimmte Fahrzeuggeschwindigkeit überschritten wird, abnimmt.

Durch Auswahl der normalen Anfahrweise kann somit die Antriebskraft des Fahrzeuges bei einer geringeren Geschwindigkeit als einer bestimmten Geschwindigkeit innerhalb eines Bereiches der Assistenzzone erhöht werden. Die so erhöhte Antriebskraft ist im wesentlichen gleich derjenigen des Hybridfahrzeuges, bei der ein sogenannter Drehmomentwandler in dem Drehmomentübertragungszug zwischen dem Motor und dem stufenlos schaltbaren Getriebe angeordnet ist. Mit anderen Worten, eine Drehmomentverstärkungsfunktion ähnlich derjenigen wie durch den Drehmomentwandler kann durch den Motor/Generator 15 und den Planetengetriebemechanismus 17 erhalten werden. Wenn die normale Anfahrweise ausgewählt wird, wird genauer gesagt das Ausgangsdrehmoment des Motors 1 von dem stufenlos schaltbaren Getriebe 2 und dem Planetengetriebemechanismus 17 verstärkt und das vom Motor/Generator 15 ausgegebene Drehmoment wird dem Ausgangsdrehmoment des Motors 1 hinzugefügt oder hinzuaddiert, so daß diese aufsummierten Drehmomente übertragen werden, um die Antriebskraft der Räder 33 zu erzeugen. Mit anderen Worten, wenn die normale Anfahrweise angewählt wird, dienen der Motor 1 und der Motor/Generator 15 als Antriebsvorrichtung für das Fahrzeug.

Wenn der gemachte Start- oder Anfahrbefehl ein Befehl für einen raschen Start oder ein schnelles Anfahren ist, werden nicht nur die Anfahrkupplung C1, sondern auch die Bremse B1 angelegt oder eingerückt. Ob dieser Befehl oder diese Anforderung für rasches Anfahren gemacht wird, wird auf der Grundlage entschieden, ob die Änderungsrate (oder das Änderungsverhältnis) der Gaspedalniederdrückung pro Zeiteinheit einen bestimmten Wert überschreitet. Wenn so die Bremse B1 angelegt wird, wird das zweite Sonnenrad 20 festgelegt, wie in Fig. 4 gezeigt. Im Ergebnis, kann, selbst wenn das auf die Zwischenwelle 4 übertragende Drehmoment abrupt ansteigt, die rückwärtsgerichtete Drehung des zweiten Sonnenrades 20 oder des Reaktionselementes zuverlässig daran gehindert werden, die Antriebskraft der Räder 33 zurückzuhalten. Andererseits kann die Bremse B1 so gesteuert werden, daß sie nicht nur in dem freigegebenen/Eingriffszustand ist, sondern auch in einem Rutschzustand. Durch Empfang der Reaktion der Bremse B1 in diesem Rutschzustand kann die Geschwindigkeitsänderung im stufenlos schaltbaren Getriebe 2 dem Motor/Generator 15 zugeordnet gemacht werden.

Wenn das Fahrzeug so anfährt, daß eine bestimmte Fahrzeuggeschwindigkeit überschritten wird, wird weiterhin die normale Fahrweise gewählt. Hierbei werden die Anfahrkupplung C1 und die Kupplung C2 eingerückt, jedoch sind die anderen Kupplungen und Bremsen ausgerückt. Wenn das Motordrehmoment wie weiter oben der Zwischenwelle 4 übertragen wird, drehen das erste Sonnenrad 18, das zweite Sonnenrad 20 und der Träger 25 zusammen, wie in Fig. 4 gezeigt. Weiterhin wird das Drehmoment des Trägers 25 wie oben erläutert auf die Räder 33 übertragen. Wenn diese normale Fahrweise daher ausgewählt wird, kann die Umdrehungszahl pro Minute der Ausgangswelle 30 innerhalb eines Bereiches A1 von Fig. 4 gehalten oder gesteuert werden, indem das Übersetzungsverhältnis des stufenlos schaltbaren Getriebes 2 gesteuert wird.

Nachfolgend wird die Steuerung des Übersetzungsverhältnisses des stufenlos schaltbaren Getriebes 2 beschrieben. Im stufenlos schaltbaren Getriebe 2 wird der Abstand zwischen der stationären Scheibenhälfte 8 und der beweglichen Scheibenhälfte 9, d. h. die Breite der Nut dazwischen durch Steuerung des Öldrucks eingestellt, der auf das hydraulische Stellglied 10 wirkt. Weiterhin wird der Öldruck zur Bestimmung der Breite der Nut auf der Seite der Riemenscheibe 7 so gesteuert, daß dem Riemen 14 eine Span-

nung abhängig von der Größe des zu übertragenen Drehmomentes verliehen wird, so daß sich die Nutbreite der Riemenscheibe 7 auf der angetriebenen Seite mit der Änderung der Nutbreite der antriebsseitigen Riemenscheibe 6 ändert.

Im Ergebnis ändern sich die Wicklungsradien des Riemens 14 an den einzelnen Riemenscheiben 6 und 7, um das Übersetzungsverhältnis (d. h. den Wert, der durch Division der Umdrehungszahl pro Minute der Eingangswelle 3 durch die Umdrehungszahl pro Minute der Zwischenwelle 4 berechnet wird) des stufenlos schaltbaren Getriebes 2 stufenlos (oder kontinuierlich) zu steuern. Auf der Grundlage der Signale der verschiedenen Sensoren und anderen Daten steuert darüber hinaus die elektronische Steuereinheit 34 den Motor 1, das stufenlos schaltbare Getriebe 2 und die verschiedenen Reibschlußelemente. Für diese Steuervorgänge sind in der elektronischen Steuereinheit 34 vorab verschiedenen Daten, beispielsweise Schalt-Datenfelder und optimale Brennstoffverbrauchskurven für den Motor gespeichert. Die Schalt-Datenfelder für das stufenlos schaltbare Getriebe sind so vorbereitet, daß das Übersetzungsverhältnis des stufenlos schaltbaren Getriebes 2 gesteuert wird und sind so festgelegt, daß ein Übersetzungsverhältnis für das stufenlos schaltbare Getriebe 2 mit dem Fahrzeugzustand übereinstimmt oder hieran angepaßt ist, beispielsweise an den Gaspedalniederdrückungsgrad (oder den Drosselklappenöffnungsgrad) und die Fahrzeuggeschwindigkeit.

Optimale Brennstoffverbrauchskurven für den Motor werden darüber hinaus so vorbereitet, daß die Eigenschaften oder Kenndaten des Kraftstoffverbrauches unter Verwendung der Betriebsbedingungen des Motors, also zum Beispiel Drehmoment, Motordrehzahl etc. entschieden werden. Auf der Grundlage der Fahrzeuggeschwindigkeit, der Gaspedalniederdrückung etc. wird weiterhin eine Beschleunigungsanforderung entschieden, so daß ein Ziel-Motorausgang auf der Basis des Entscheidungsergebnisses bestimmt wird. Auf der Grundlage dieser Betriebsergebnisse und der optimalen Kraftstoffverbrauchskurven wird die Ziel-Motordrehzahl (UpM) bestimmt, um das Übersetzungsverhältnis des stufenlos schaltbaren Getriebes 2 so zu steuern, daß sich die momentane oder tatsächliche Motordrehzahl der Ziel-drehzahl annähern kann. Die Schaltsteuerung des stufenlos schaltbaren Getriebes 2 und die Steuerung der Motordrehzahl werden bei der normalen Anfahrweise und der normalen Fahrweise angewendet.

Wenn die oben erwähnte Rückwärtsfahrweise gewählt wird, werden die Anfahrkupplung C1 und die Umsteuerbremse BR zur Anwendung gebracht oder eingerückt, jedoch die anderen Bremsen und Kupplungen sind freigegeben oder ausgerückt. Dies bedeutet kurz gesagt, daß das Hohlrad 21 festgelegt wird. Wenn das Drehmoment von der Zwischenwelle 4 auf das erste Planetenrad 23 übertragen wird, wirkt somit das Hohlrad 21 als Reaktionselement und der Träger 25 dreht sich in die entgegengesetzte Richtung bezüglich den Drehrichtungen in den anderen Fahrweisen gesehen. Hierbei wird kein Drehmoment vom Motor/Generator übertragen. Somit wirkt der Motor 1 als Antriebsvorrichtung für das Fahrzeug, wenn die Rückwärtsfahrweise ausgewählt wird.

Nachfolgend wird die Ansteuerung für die regenerative Bremsweise beschrieben. Diese regenerative oder (energie)rückgewinnende Bremsweise wird ausgewählt, wenn das Fahrzeug verzögert wird, d. h., wenn das Fahrzeug mit Schubabschaltung fährt. Wenn die regenerative Bremsweise ausgewählt wird, wird die Kupplung C2 eingerückt, jedoch die verbleibenden Kupplungen und Bremsen freigegeben. Bei dieser Fahrweise im Schubabschaltungsbetrieb wird weiterhin die Bewegungsenergie (d. h. die kinetische Energie) der Räder 33 über das Zahnrad 32, die Ausgangswelle



30 und Zahnrad 31 auf das Zahnrad 26 übertragen. Weiterhin wird die Bewegungsenergie dieses Zahnrades 26 über den Träger 25 auf das erste Sonnenrad 18 und das zweite Sonnenrad 20 übertragen.

Wenn die Kupplung C2 eingerückt ist, sind das erste Sonnenrad 18 und das zweite Sonnenrad 20 direkt miteinander verbunden, so daß die Bewegungsenergien des ersten Sonnenrades 18 und des zweiten Sonnenrades 20 zusammen über die Zahnräder 27, 29 und 28 dem Motor/Generator 15 übertragen werden. Dieser Motor/Generator 15 wirkt als Energieerzeuger, so daß die erzeugte elektrische Energie über den Umsetzer oder Inverter 49 in der Batterie 50 gespeichert wird.

In der unter Bezugnahme auf die Fig. 1 bis 5 beschriebenen Ausführungsform kann das Drehmoment, wie es vom stufenlos schaltbaren Getriebe 2 ausgegeben wird, den Rädern 33 übertragen werden, nachdem es durch den Motor/Generator 15 und den Planetengetriebemechanismus 17 verstärkt worden ist. Mit anderen Worten, der Steuerbereich des Übersetzungsverhältnisses des stufenlos schaltbaren Getriebes 2 wird wesentlich erweitert. Was das auf die Räder 33 in Antwort auf einen Beschleunigungsbefehl übertragene Drehmoment betrifft, kann somit das vom Motor 1 in das stufenlos schaltbare Getriebe 2 einzugebende Drehmoment so niedrig wie möglich gemacht werden. Im stufenlos schaltbaren Getriebe 2 wird daher ein Rutsch der Kontaktabschnitte zwischen der antriebsseitigen Riemenscheibe 6 und der Riemenscheibe 7 auf der angetriebenen Seite und dem Riemen 14 unterdrückt, so daß die Übertragungsleistung oder der Wirkungsgrad im Antriebsstrang für die Bewegungsenergie in dem stufenlos schaltbaren Getriebe 2 und die Haltbarkeit des stufenlos schaltbaren Getriebes 2 verbessert werden. Ein anderer Aspekt ist, daß das von dem stufenlos schaltbaren Getriebe 2 zu übertragende Drehmoment verringert werden kann, so daß die antriebsseitige Riemenscheibe 6, die Riemenscheibe 7 auf der angetriebenen Seite und der Riemen 14 kompakt gemacht werden können.

Weiterhin kann die Antriebskraft zum Zeitpunkt des Anfahrens des Fahrzeuges durch die Funktion des Motors/Generators 15 und des Planetengetriebemechanismus 17 erhöht (oder unterstützt) werden, so daß die Anfahrlleistung des Fahrzeuges verbessert wird. Diese Unterstützungs- oder Assistenzzone seitens des Motors/Generators 15 wird durch die Beschleunigungsanforderung bestimmt, beispielsweise durch den Niederdrückungsgrad des Gaspedals und die Fahrzeuggeschwindigkeit. Wenn die regenerative Bremsweise ausgewählt wird, wird weiterhin der Motor/Generator 15 dazu veranlaßt, als Leistungsgenerator durch die bewegte Masse zu arbeiten, welche von den Rädern 33 übertragen wird, so daß die erzeugte elektrische Energie zurückgewonnen werden kann.

Was die Räder 33 betrifft, so sind der Motor/Generator 15 und das stufenlos schaltbare Getriebe 2 parallel angeordnet und die Anfahrkupplung C1 wird zum Zeitpunkt der Steuerzeit für die regenerative Bremsung gelöst. Im Ergebnis wird die Bewegungsenergie der Räder 33 nicht auf den Motor 1 übertragen, so daß die von den Rädern 33 übertragenen Bewegungsenergie nicht durch den Motor 1 aufgezehrt wird. Im Ergebnis ist es möglich, den Energieerzeugungsleistungsgrad durch den Motor/Generator 15 zu verbessern, d. h. den Leistungsgrad für die Rückgewinnung elektrischer Energie. Wenn die Kupplung C2 eingerückt ist, drehen das erste Sonnenrad 18 und das zweite Sonnenrad 20 zusammen, so daß der Motor/Generator 15 gedreht werden kann, um als Energiegenerator mit einer Umdrehungszahl pro Minute abhängig von derjenigen der verzögerten Ausgangswelle 30 zu wirken.

Damit der Motor/Generator 15 das Drehmoment auf das

zweite Sonnenrad 20 des Planetengetriebemechanismus 17 übertragen kann, sind darüber hinaus die Zahnräder 27, 28 und 29 separat vom Planetengetriebemechanismus 17 angeordnet. Dies macht es möglich, das System von Fig. 1 einfach dadurch aufzubauen, daß der Motor/Generator 15 und die Zahnräder 27, 28 und 29 zusätzlich zu einem bereits vorhandenen System hinzugefügt werden, welches das stufenlos schaltbare Getriebe 2 und den Planetengetriebemechanismus 17 hat. Mit anderen Worten, die genannten Komponenten können sich zu dem bereits existierenden System hinzufügen, so daß das Hybridfahrzeug gemäß der Erfindung einfach dadurch geschaffen werden kann, daß das bereits existierende System teilweise geändert wird. Weiterhin ist der Aufbau so gemacht, daß der Motor/Generator 15 separat an der Außenseite des stufenlos schaltbaren Getriebes 2 und des Planetengetriebemechanismus 17 angebracht ist. Dies macht es möglich, einen Motor/Generator mit hervorragender Massenhertstellbarkeit zu verwenden. Aus diesen Gründen ist es möglich, die Kosten zur Herstellung des erfindungsgemäßen Hybridfahrzeuges niedrig zu halten.

Bei einer normalen Anfahrweise oder der normalen Fahrweise kann andererseits das Übersetzungsverhältnis des Planetengetriebemechanismus 17 in zwei Stufen durch Einrücken der Bremse B1 oder der Kupplung C2 gesteuert werden.

Fig. 6 ist eine schematische Darstellung einer weiteren Ausführungsform der vorliegenden Erfindung. Von den Komponenten oder Bauteilen aus Fig. 6 wird eine Beschreibung von Komponenten oder Bauteilen, welche zu dem Aufbau von Fig. 1 gleich sind, weggelassen und diese Komponenten oder Bauteile sind mit den gleichen Bezugszeichen wie in Fig. 1 versehen.

An der Ausgangsseite des stufenlos schaltbaren Getriebes 2 ist eine Hohlwelle 51 angeordnet, in der eine Welle 52 so angeordnet ist, daß sie relativ zur Hohlwelle 51 drehen kann. Parallel zur Welle 52 ist eine weitere Welle 53 angeordnet.

Die stationäre Scheibenhälfte 11 des Scheibenrades 7 auf der angetriebenen Seite ist auf der Hohlwelle 51 befestigt und die bewegliche Scheibenhälfte 12 ist so angeordnet, daß sie in axialer Richtung der Hohlwelle 51 beweglich ist. Weiterhin ist das hydraulische Stellglied 13 zur Bewegung der beweglichen Scheibenhälfte 12 in axialer Richtung der Hohlwelle 51 vorgesehen.

Ein Planetengetriebemechanismus 54 ist dafür vorgesehen, den Zustand der Drehmomentübertragung zwischen der Hohlwelle 51 und der Welle 53 zu steuern. Das stufenlos schaltbare Getriebe 2 und der Planetengetriebemechanismus 54 sind in einem Gehäuse K2 angeordnet. Der Planetengetriebemechanismus 54 weist eine erste Planetengetriebeeinheit 55 und eine zweite Planetengetriebeeinheit 56 auf, welche auf der gemeinsamen Achse angeordnet sind. Die erste Planetengetriebeeinheit 55 ist näher an dem stufenlos schaltbaren Getriebe 2 als die zweite Planetengetriebeeinheit 56 angeordnet. Die erste Planetengetriebeeinheit 55 ist aufgebaut aus: einem ersten Sonnenrad 57, einem ersten Hohlrad 58, welches konzentrisch zu dem ersten Sonnenrad 57 angeordnet ist, und einem ersten Träger 60 zum Halten eines ersten Planetenrades 59, welches mit dem ersten Sonnenrad 57 und dem ersten Hohlrad 58 in Eingriff steht. Kurz gesagt, die erste Planetengetriebeeinheit 55 ist eine Planetengetriebeeinheit des Einzelplanetenradtyps.

Die zweite Planetengetriebeeinheit 56 ist eine Planetengetriebeeinheit des Einzelplanetenradtyps und ist aufgebaut aus: einem zweiten Sonnenrad 61, einem zweiten Hohlrad 62, das konzentrisch zum zweiten Sonnenrad 61 angeordnet ist, und einem zweiten Träger 64 zum Halten eines zweiten Planetenrades 63, das mit dem zweiten Sonnenrad 61 und dem zweiten Hohlrad 62 in Eingriff ist. Außerhalb des ersten Hohlrades 58 und des zweiten Hohlrades 62 ist eine

Verbindungstrommel 65 angeordnet, welche einstückig mit dem ersten Hohlrad 58 und dem zweiten Träger 64 verbunden ist. Weiterhin ist die Welle 52 mit ihrem einen Ende innerhalb der Verbindungstrommel 65 angeordnet. Der Endabschnitt der Welle 52 an der Innenseite der Verbindungstrommel 65 steht einstückig mit dem zweiten Hohlrad 62 in Verbindung. Weiterhin vorgesehen ist die Kupplung C2 zur Steuerung des Drehmomentübertragungszustandes zwischen dem ersten Träger 60 und der Hohlwelle 51. Auf Seiten des Gehäuses K2 ist weiterhin die Umsteuerbremse BR zum Steuern von Drehung/Anhalten des ersten Trägers 60 angeordnet.

Am äußeren Endabschnitt der Verbindungstrommel 65 ist eine Welle 66 angebracht, welche coaxial zur Welle 52 angeordnet ist. An der Welle 66 ist ein Zahnrad 67 befestigt. An der oben erwähnten Welle 53 sind weiterhin Zahnräder 68 und 69 angeordnet, wobei das Zahnrad 68 mit dem Zahnrad 67 in Eingriff steht. Weiterhin ist das Zahnrad 69 so über ein (nicht gezeigtes) Differential mit den Rädern 33 verbunden, daß es ein Drehmoment übertragen kann.

Am anderen Ende des Gehäuses K2, d. h. an der Seite gegenüber der Anordnung der antriebsseitigen Riemenscheibe 6 ist darüber hinaus der Motor/Generator 15 angeordnet, dessen Ausgangs- oder Abtriebswelle parallel zu der Welle 53 angeordnet ist. An der Ausgangswelle 70 ist ein Zahnrad 71 angeordnet. Auf der Seite des Gehäuses K2 ist die Bremse B1 zur Steuerung der Drehung/Anhaltung der Ausgangswelle 70 angeordnet. Auf der Welle 52 ist ein weiteres Zahnrad 72 ausgebildet und eine Welle 73 ist parallel zur Welle 52 und der Ausgangswelle 70 angeordnet. Auf der Welle 73 sitzt ein weiteres Zahnrad 74, welches mit den Zahnrädern 72 und 71 in Eingriff steht. Das Steuersystem von Fig. 2 kann auch bei der Ausführungsform gemäß Fig. 6 angewendet werden.

Die entsprechenden Beziehungen in der Nomenklatur zwischen der Ausführungsform gemäß Fig. 6 und der Erfindung werden nun beschrieben. Die Eingangswelle 3, die Hohlwelle 51, die Welle 66, die Ausgangswelle 53 und die Zahnräder 67, 68 und 69 bilden einen Zug entsprechend dem Drehmomentübertragungszug der Erfindung. Die Ausgangswelle 70, die Zahnräder 71, 74 und 72 und die Wellen 52 und 73 bilden einen Zug entsprechend dem Drehmomenthinzufluß-Zug oder -weg der Erfindung.

Die Antriebsweisen, welche durch das System von Fig. 6 auswählbar sind, sind individuell identisch zu denjenigen von Fig. 3. Von daher wird der Steuerinhalt des Systems von Fig. 6 nun unter Bezugnahme auf Fig. 7 beschrieben. Fig. 7 ist eine nomographische Darstellung, in der die Zustände der einzelnen Antriebsweisen des ersten Sonnenrades 57, des zweiten Sonnenrades 61, des ersten Trägers 60, des ersten Hohlrades 58, des zweiten Trägers 64 und des zweiten Hohlrades 62 dargestellt sind.

Wenn zunächst die Schleich- oder Langsamfahrweise gewählt wird, wird die Kupplung C2 eingerückt, jedoch die anderen Bremsen und Kupplungen sind freigegeben oder ausgerückt, so daß das Drehmoment vom Motor/Generator 15 über die Zahnräder 71, 74 und 72 auf die Welle 52 übertragen wird. Sodann drehen gemäß Fig. 7 das zweite Sonnenrad 61, der zweite Träger 64 und das zweite Hohlrad 62 zusammen, so daß ihr Drehmoment über die Verbindungstrommel 65 auf die Welle 66 übertragen wird. Das Drehmoment dieser Welle 66 wird über die Zahnräder 67 und 68 zur Ausgangswelle 53 übertragen und das Drehmoment dieser Ausgangswelle 53 wird übertragen, um die Antriebskraft für die Räder 33 zu erzeugen. Hierbei wird in der Langsamfahrweise das Drehmoment vom Motor 1 nicht auf die Eingangswelle 3 übertragen. In der Ausführungsform vom Fig. 6 wirkt daher der Motor/Generator 15 alleine als Antriebs-

vorrichtung für das Fahrzeug, wenn die Langsamfahrweise ausgewählt ist.

Wenn danach die normale Anfahrweise gewählt wird, wird die Anfahrkupplung C1 eingerückt, jedoch die anderen Kupplungen und Bremsen bleiben freigegeben. Sodann wird das von der Kurbelwelle 5 des Motors 1 abgegebene Drehmoment über das stufenlos schaltbare Getriebe 2 auf die Hohlwelle 51 und das zweite Sonnenrad 61 übertragen. Das Drehmoment vom Motor/Generator 15 wird über die Welle 52 dem Hohlrad 62 übertragen. Gemäß Fig. 7 wird das zweite Hohlrad 62 festgelegt, um als Reaktionselement zu dienen. Im Ergebnis ist zu dem Moment, zu dem das Fahrzeug anfährt, das zweite Hohlrad 62 festgelegt, um als Reaktionselement zu dienen und der zweite Träger 64 dreht mit einer geringeren Geschwindigkeit als das zweite Sonnenrad 61, so daß das Drehmoment vom zweiten Träger 64 ausgegeben wird.

Somit kann durch das Drehmoment vom Motor/Generator 15 die Umdrehungszahl pro Minute in der Ausgangswelle 53 (oder die Ausgangs-UpM-Leistung) innerhalb eines Bereichs D1 gesteuert werden. Wenn das über das stufenlos schaltbare Getriebe 2 an die Hohlwelle 51 zu übertragende Drehmoment abrupt bei einem schnellen Anfahren ansteigt, kann das zweite Hohlrad 62 durch Einrücken der Bremse B1 zuverlässig festgelegt werden.

Wenn die normale Fahrweise ausgewählt wird, werden die Anfahrkupplung C1 und die Kupplung C2 eingerückt, jedoch die anderen Kupplungen und die Bremsen bleiben frei. Wenn das Motordrehmoment wie oben auf die Hohlwelle 51 übertragen wird, drehen daher das erste Sonnenrad 57, der erste Träger 60 und das erste Hohlrad 58 zusammen, wie in Fig. 7 gezeigt. Im Ergebnis kann, wenn die normale Fahrweise gewählt wird die Ausgangs-Umdrehungszahl pro Minute innerhalb eines Bereiches E1 durch Steuern des Übersetzungsverhältnisses des stufenlos schaltbaren Getriebes 2 gesteuert werden.

Wenn die normale Fahrweise ausgewählt wird, kann das Drehmoment vom Motor/Generator 15 zum Ausgangsdrehmoment des stufenlos schaltbaren Getriebes 2 abhängig vom Betrag eines Beschleunigungsbefehles hinzugefügt oder hinzuaddiert werden, indem das Drehmoment des Motors/Generators 15 über das zweite Hohlrad 62 dem zweiten Träger 64 zugeführt wird. Wenn die normale Fahrweise so ausgewählt wird, wird zumindest der Motor 1 als Antriebsvorrichtung für das Fahrzeug verwendet.

Wenn weiterhin die Rückwärtsfahrweise angewählt wird, werden die Anfahrkupplung C1 und die Umsteuerbremse BR eingerückt, jedoch die anderen Bremsen und Kupplungen freigegeben. Hierdurch wird der erste Träger 60 festgelegt. Wenn das Ausgangsdrehmoment vom stufenlos schaltbaren Getriebe 2 dem ersten Sonnenrad 57 zugeführt wird, dreht sich somit das erste Hohlrad 58 in entgegengesetzter Richtung zu und mit niedrigerer Geschwindigkeit wie das erste Sonnenrad 57, wie in Fig. 7 gezeigt. Im Ergebnis wird die Drehrichtung der Ausgangswelle 53 gegenüber den anderen Fahrweisen umgekehrt, so daß das Fahrzeug rückwärts fährt. Wenn diese Rückwärtsfahrweise gewählt wird, wird vom Motor/Generator 15 kein Drehmoment ausgegeben. Wenn somit die Rückwärtsfahrweise gewählt wird, ist die Antriebsvorrichtung für das Fahrzeug der Motor 1.

Wenn das Fahrzeug in einen Fahrzustand mit Schubabschaltung gelangt, so daß die regenerative Bremsweise gewählt wird, wird die Kupplung C2 eingerückt, doch die anderen Kupplungen und Bremsen freigegeben. Die über die Räder 33 eingegebene sich bewegendende Masse oder Massenträgheit wird über das Zahnrad 69, die Ausgangswelle 53 und die Zahnräder 68 und 67 der Welle 66 übertragen. Wenn das Drehmoment der Welle 66 weiter auf die Verbindungs-



trummel 65 übertragen wird, drehen der zweite Träger 64, das zweite Hohlrad 62 und das zweite Sonnenrad 61 zusammen. Weiterhin wird das Drehmoment der Welle 51 über die Zahnräder 72, 74 und 71 dem Motor/Generator 15 zugeführt. Somit arbeitet der Motor/Generator 15 als Energieerzeuger. Die erzeugte elektrische Energie wird über den Umsetzer oder Inverter 49 in der Batterie 50 gespeichert.

Bei der unter Bezugnahme auf Fig. 6 beschriebenen Ausführungsform kann somit das vom stufenlos schaltbaren Getriebe 2 ausgegebene Drehmoment durch die Funktionen des Motors/Generators 15 und des Planetengetriebemechanismus 54 verstärkt und auf die Räder 33 übertragen werden. Somit lassen sich Effekte ähnlich wie in der Ausführungsform gemäß den Fig. 1 bis 5 mit der Ausführungsform gemäß Fig. 6 erhalten. Die Ausführungsformen der Fig. 1 bis 7 können bei einem FF-Fahrzeug (FF = front-engine front-drive vehicle = Fahrzeug mit Frontmotor und Vorderradantrieb) und einem FR-Fahrzeug (FR = front-engine rear-drive vehicle = Fahrzeug mit Frontmotor und Hinterradantrieb) angewendet werden.

Es wurde im Stand der Technik ein Hybridfahrzeug vorgeschlagen, welches den Ausgang vom Motor mit der Funktion des Elektromotors unterstützen kann, wenn das Fahrzeug fährt. Bei diesem Hybridfahrzeug ist der Elektromotor an der Ausgangsseite des Motors angeordnet und das Getriebe ist im Drehmomentübertragungszug zwischen dem Elektromotor und den Rädern angeordnet. Bei diesem Hybridfahrzeug wird der Elektromotor veranlaßt, als Energieerzeuger zu arbeiten, wenn das Fahrzeug verzögert wird, indem die von den Rädern eingegebene Bewegungsenergie dem Elektromotor übertragen wird, so daß die erzeugte elektrische Energie rückgewonnen werden kann.

Bei diesem Hybridfahrzeug muß das Übersetzungsverhältnis des Getriebes so groß wie möglich gemacht werden, so daß ein hohes unterstützendes Drehmoment erhalten werden kann, wenn die Größe des Elektromotors so klein wie möglich gemacht wird. Wenn das Übersetzungsverhältnis des Getriebes hoch gemacht wird, ergibt sich jedoch ein Problem, daß, wenn das Fahrzeug mit hoher Geschwindigkeit bei hohem Übersetzungsverhältnis des Getriebes fährt, sich der Elektromotor überhitzt, wenn die Umdrehungszahl pro Minute den erlaubten Wert übersteigt.

Weiterhin ist das Getriebe mit den Reibschlußelementen versehen, welche über eine Hydrauliksteuerung betätigt werden, beispielsweise die Mehrfachscheibenkupplung des Naßtyps oder eine Bandbremse. Wenn das Übersetzungsverhältnis des Getriebes groß gemacht wird, ergibt sich somit das Problem, daß der Aufbau des Systems mit den Reibschlußelementen komplex und schwer wird. Die Schaltzeitpunkte oder die hydraulische Steuerung zum Einrücken/Ausrücken der Reibschlußelemente werden schwierig zu handhaben. Im Ergebnis ist ein Steuerschaltkreis für die elektronische Steuereinheit notwendig, welche zur Steuerung von Einrücken/Ausrücken und Öldruck der Reibschlußelemente vorgesehen ist. Aus diesen Gründen können die Kosten bei der Herstellung des Hybridfahrzeuges ansteigen. Von daher wird eine Ausführungsform eines erfindungsgemäßen Hybridfahrzeuges unter Bezugnahme auf Fig. 8 beschrieben, welches in der Lage ist, die soeben geschilderten Probleme zu beseitigen.

Das in Fig. 8 schematisch dargestellte Hybridfahrzeug gehört zu einem FF-Fahrzeug (Fahrzeug mit Frontmotor und Vorderradantrieb). Die Kurbelwelle 5 des Motors 1 ist mit einem Schwungrad 75 ausgestattet. In Fig. 8 ist weiterhin der sogenannte "Quermotortyp" veranschaulicht, bei welchem die Kurbelwelle 5 in Querrichtung des Fahrzeuges verläuft. Koaxial zur Kurbelwelle 5 ist eine Eingangswelle 76 angeordnet. An dem Drehmomentübertragungszug zwi-

schen der Eingangswelle 76 und dem Schwungrad 75 ist ein Dämpfer 77 angeordnet.

Ein erster Planetengetriebemechanismus 78 ist vorhanden, welcher der Eingangswelle 76 zugeordnet ist. Der erste Planetengetriebemechanismus 78 ist in einem Gehäuse K3 aufgenommen. Der erste Planetengetriebemechanismus 78 besteht im wesentlichen aus: einem Sonnenrad 79 an der Eingangswelle 76, einem Hohlrad 80 außerhalb des Sonnenrades 79, einem ersten Planetenrad 81, welches mit dem Sonnenrad 79 in Eingriff steht, einem zweiten Planetenrad 82, welches mit dem ersten Planetenrad 81 und dem Hohlrad 80 in Eingriff steht und einem Träger 83, der das erste Planetenrad 81 und das zweite Planetenrad 82 hält. Der erste Planetengetriebemechanismus 78 kann als sogenannter "Planetengetriebemechanismus des Doppelplanetenradtyps" bezeichnet werden.

Für diesen ersten Planetengetriebemechanismus 78 sind eine Kupplung C0 und eine Bremse B0 auf seiten des Gehäuses K3 vorhanden. Die Kupplung C0 steuert den Zustand der Drehmomentübertragung zwischen dem Träger 83 und der Eingangswelle 76 und die Bremse B0 steuert die Drehung/das Anhalten des Hohlrades 80.

Mit dem Träger 83 ist weiterhin eine Hohlwelle 84 verbunden, welche so koaxial um die Eingangswelle 76 herum angeordnet ist, daß die Hohlwelle 84 und die Eingangswelle 76 relativ zueinander drehen können. Weiterhin ist eine Zwischenwelle 85 parallel zu der Eingangswelle 76 vorgesehen. Innerhalb des Gehäuses K3 ist das stufenlos schaltbare Getriebe 2 zur wechselseitigen Drehmomentübertragung zwischen der Eingangswelle 76 und der Zwischenwelle 85 angeordnet. Was die Konstruktion des stufenlos schaltbaren Getriebes 2 von Fig. 8 betrifft, so sei auf Fig. 1 verwiesen, wobei gleiche Teile wie in Fig. 1 in Fig. 8 mit gleichen Bezugszeichen versehen sind und eine nochmalige Beschreibung nicht erfolgt.

Die ortsfeste Scheibenhälfte 8 der antriebsseitigen Riemenscheibe 6 ist auf der Hohlwelle 84 befestigt. Die bewegliche Scheibenhälfte 9 der antriebsseitigen Riemenscheibe 6 ist in axialer Richtung der Hohlwelle 84 beweglich. Die ortsfeste Scheibenhälfte 11 der Riemenscheiben 7 auf der angetriebenen Seite ist auf der Zwischenwelle 85 befestigt und die bewegliche Scheibenhälfte 12 der Riemenscheibe 7 auf der angetriebenen Seite ist in axialer Richtung der Zwischenwelle 85 beweglich.

Innerhalb des Gehäuses K3 ist weiterhin der Motor/Generator 15 koaxial zur Zwischenwelle 85 angeordnet. In dem Drehmomentübertragungszug zwischen der Zwischenwelle 85 und dem Motor/Generator 15 ist ein zweiter Planetengetriebemechanismus 86 angeordnet. Dieser zweite Planetengetriebemechanismus 86 besteht im wesentlichen aus: einem Sonnenrad 88, welches auf der Ausgangswelle 87 des Motors/Generators 15 angeordnet ist; einem Hohlrad 89, welches konzentrisch bezüglich des Sonnenrades 88 angeordnet ist; und einem Träger 91, der ein Planetenrad 90 hält, welches mit dem Sonnenrad 88 und dem Hohlrad 89 in Eingriff steht. Der Träger 91 ist mit einem axialen Ende der Zwischenwelle 85 verbunden. Kurz gesagt, der zweite Planetengetriebemechanismus 86 ist ein Planetengetriebemechanismus des Einzelplanetenradtyps.

Das Hohlrad 89 ist am inneren Umfang einer Verbindungstrommel 92 ausgebildet. Eine erste Einwegkupplung F1 ist mit ihrem Innenring an der Zwischenwelle 85 und mit ihrem Außenring an der Verbindungstrommel 92 angeordnet. Weiterhin ist eine zweite Einwegkupplung F2 mit ihrem Innenring an der Verbindungstrommel 92 angeordnet. An der Seite des Gehäuses K3 ist die Bremse B1 zur Steuerung von Drehung/Anhalten des Außenringes der zweiten Einwegkupplung F2 angeordnet.

Am Endabschnitt der Zwischenwelle 85 auf seiten des Motors 1 ist ein Zahnrad 93 angeordnet. Innerhalb des Gehäuses K3 ist weiterhin eine Ausgangswelle 84 angeordnet, welche parallel zur Zwischenwelle 85 liegt. Auf dieser Ausgangswelle 84 sind Zahnräder 95 und 96 ausgebildet. Weiterhin stehen das Zahnrad 93 und das Zahnrad 95 in Eingriff miteinander.

Innerhalb des Gehäuses K3 ist ein Differentialgetriebe 97 angeordnet, dessen Zahnkranz 98 mit dem Zahnrad 96 in Eingriff steht. Das Differentialgetriebe 97 ist von allgemein bekannter Bauart mit dem Differentialgehäuse, dem Planetenrad, dem Seitenrad etc. Mit der Ausgangsseite des Differentialgetriebes 97 sind rechte und linke vordere Antriebswellen 99 in Verbindung. Jede dieser Antriebswellen 99 steht zur Außenseite des Gehäuses K3 vor. Die rechten und linken Räder (vordere Räder) sind jeweils mit diesen vorderen Antriebswellen 99 verbunden. Beim System gemäß Fig. 8 kann auch das Steuersystem gemäß Fig. 2 angewendet werden. In diesem Fall werden die Öldrücke, welche die Kupplung C0 und die Bremsen B0 und B1 betätigen, von der in Fig. 2 gezeigten Hydrauliksteuereinheit 45 gesteuert.

Die entsprechenden Beziehungen zwischen dem Aufbau von Fig. 8 und der Erfindung werden nachfolgend beschrieben. Der zweite Planetengetriebemechanismus 86 entspricht dem Planetengetriebemechanismus der Erfindung. Die Eingangswelle 76, die Zwischenwelle 85, die Welle 94, das Differentialgetriebe 97 und die vordere Antriebswelle 99 bilden einen Zug entsprechend dem Drehmomentübertragungszug der Erfindung. Weiterhin bilden die Ausgangswelle 87, die Verbindungstrommel 92 und die Zwischenwelle 85 einen Zug entsprechend dem Drehmomenthinzuflüg-Zug der Erfindung.

Die Steuerung des Systems von Fig. 8 wird unter Bezugnahme auf das Diagramm von Fig. 9 beschrieben. Fig. 9 ist ein Diagramm, in welchem die entsprechenden Beziehungen zwischen den verschiedenen Antriebsweisen, den Zuständen der Reibschlußelemente und den Antriebsvorrichtungen bzw. angetriebenen Vorrichtungen gezeigt sind. In der Ausführungsform von Fig. 8 ist es ebenfalls möglich, Steuerungen entsprechend den einzelnen Antriebsweisen, beispielsweise Langsamfahrt, normales Anfahren, normale Fahrt, regeneratives Bremsen und Rückwärtsfahrt auf der Grundlage des Fahrzeugzustandes des Fahrzeuges zu machen. Die Beziehungen zwischen diesen einzelnen Fahrweisen oder Antriebsweisen und dem Fahrzustand des Fahrzeuges sind ähnlich wie im Diagramm von Fig. 3 dargestellt. In Fig. 9 bezeichnet ein Kreis, daß die Reibschlußelemente eingerückt sind, ein Dreieck bedeutet, daß das entsprechende Reibschlußelement eingerückt ist, wenn das Fahrzeug schnell anfährt und leere Felder bedeuten, daß die Reibschlußelemente ausgerückt sind.

Wenn die Schleich- oder Langsamfahrweise gewählt wird, werden die Bremse B1 und die zweite Einwegkupplung F2 eingerückt, jedoch die anderen Kupplungen und Bremsen freigegeben. Hierdurch wird das Hohlrad 89 festgelegt. Die Kupplung C0 und die Bremse B0 werden freigegeben, um den Drehmomentübertragungszug zwischen dem Motor 1 und dem stufenlos schaltbaren Getriebe 2 zu unterbrechen. Wenn in diesem Zustand das Drehmoment vom Motor/Generator 15 auf das Sonnenrad 88 übertragen wird, wirkt das Hohlrad 89 als Reaktionselement, so daß die Umdrehungszahl pro Minute des Sonnenrades 88 gegenüber dem Träger 91 verringert wird und das Drehmoment vom Träger 91 auf die Zwischenwelle 85 übertragen wird. Der zweite Planetengetriebemechanismus 86 hat somit die Funktion eines "Getriebes", um die Zwischenwelle 85 bezüglich des Motors/Generators 15 zu verzögern.

Das Drehmoment der Zwischenwelle 85 wird über die

Zahnräder 93 und 95, die Ausgangswelle 94 und das Zahnrad 96 auf das Differential 97 übertragen. Das auf das Differential 97 übertragene Drehmoment wird von den vorderen Antriebswellen 99 übertragen, um die Antriebskraft für die rechten und linken Räder 33 zu erzeugen. Zum Zeitpunkt der Langsamfahrt wirkt somit der Motor/Generator 15 als Antriebsvorrichtung für das Fahrzeug.

Wenn die normale Anfahrweise gewählt wird, werden die Bremse B1, die zweite Einwegkupplung F2 und die Kupplung C0 eingerückt, jedoch die anderen Kupplungen und Bremsen freigegeben. Wenn in diesem Zustand das Drehmoment vom Motor 1 auf die Eingangswelle 76 übertragen wird, drehen das Sonnenrad 79 und der Träger 83 zusammen, so daß ihr Drehmoment über die Hohlwelle 84 auf das stufenlos schaltbare Getriebe 2 übertragen wird. Das so in das stufenlos schaltbare Getriebe 2 eingegebene Drehmoment wird über die antriebsseitige Riemenscheibe 6, den Riemen 14 und die Riemenscheibe 7 auf der angetriebenen Seite der Zwischenwelle 85 übertragen. Hierbei sind die Steuerinhalte des stufenlos schaltbaren Getriebes 2 ähnlich wie bei demjenigen in der Ausführungsform von Fig. 1.

Die zweite Einwegkupplung F2 und die Bremse B1 werden eingerückt und das Drehmoment des Motors/Generators 15 wird verstärkt und auf die Zwischenwelle 85 übertragen, wenn die Langsamfahrweise gewählt wird. Im Ergebnis wird das Drehmoment vom Motor/Generator 15 zum Ausgangsdrehmoment des stufenlos schaltbaren Getriebes 2 hinzuaddiert, so daß das aufsummierte Drehmoment auf die Ausgangswelle 94 übertragen wird. Somit werden zum normalen Anfahrzeitpunkt der Motor 1 und der Motor/Generator 15 die Antriebsvorrichtung für das Fahrzeug.

Wenn die normale Fahrweise gewählt wird, werden die Bremse B1 und die Kupplung C0 eingerückt, jedoch die anderen Kupplungen und Bremsen freigegeben. Sodann wird das Drehmoment vom Motor 1 wie bei der normalen Anfahrweise auf das stufenlos schaltbare Getriebe 2 übertragen und das Drehmoment wird von dem stufenlos schaltbaren Getriebe 2 ausgegeben und der Ausgangswelle 94 übertragen. In diesem Fall wird kein Drehmoment vom Motor/Generator 15 ausgegeben und nur der Motor 1 ist die Antriebsvorrichtung für das Fahrzeug. Wenn die Anforderung für die Beschleunigung einen bestimmten Wert übersteigt, wird jedoch demgegenüber der Motor/Generator 15 angetrieben, so daß sein Drehmoment auf das Hohlrad 89 übertragen wird und auf die zweite Einwegkupplung F2 wirkt. Im Ergebnis wirkt das Hohlrad 89 als Reaktionselement, so daß das Drehmoment vom Motor/Generator 15 verstärkt und auf die Zwischenwelle 85 übertragen wird. Wenn somit die normale Fahrweise gewählt wird, wirken der Motor 1 und der Motor/Generator 15 ebenfalls als Antriebsvorrichtung für das Fahrzeug wie in dem Fall, in welchem die normale Anfahrweise gewählt worden ist.

Wenn weiterhin die Rückwärtsfahrweise gewählt wird, wird die Bremse B0 eingerückt, jedoch die anderen Bremsen und Kupplungen freigegeben. Wenn das Drehmoment vom Motor 1 auf die Eingangswelle 76 übertragen wird, wirkt daher das Hohlrad 82 als Reaktionselement, so daß der Träger 83 in entgegengesetzte Richtung zur Drehrichtung bei der Vorwärtsfahrt dreht. Der Übertragungszug für das vom Träger 83 ausgegebene Drehmoment ist ähnlich zu demjenigen beim Zeitpunkt des normalen Anfahrens und das Drehmoment wird auf die Räder 33 übertragen, um eine Antriebskraft zu erzeugen, welche das Fahrzeug rückwärts bewegt. Zum Zeitpunkt der Rückwärtsfahrt wird das Drehmoment der Zwischenwelle 85 ebenfalls über den zweiten Planetengetriebemechanismus 86 auf den Motor/Generator 15 übertragen. Die Bremse B1 ist jedoch gelöst, so daß der Motor/Generator 15 gestoppt werden kann. Wenn die An-

triebskraft vom Motor/Generator 15 jedoch notwendig ist, wird die erste Einwegkupplung F1 des zweiten Planetengetriebemechanismus 86 durch Drehen des Motors/Generators 15 entgegengesetzt zur oben erwähnten Richtung eingerückt, um den Motor/Generator 15 und die Zwischenwelle 85 direkt miteinander zu verbinden. Wenn weiterhin die regenerative Bremsweise gewählt wird, wird die Bremse B1 durch die Hydrauliksteuereinheit 45 kontinuierlich angezogen oder eingerückt, die anderen Bremsen und Kupplungen werden jedoch freigegeben, so daß der Motor/Generator 15 als Energieerzeuger arbeitet. Die von den Rädern 33 eingebrachte Trägheit der sich bewegenden oder fahrenden Masse wird über das Differential 97 auf die Zwischenwelle 85 übertragen.

Die erste Einwegkupplung F1 wird eingerückt, so daß das Hohlrad 89, der Träger 91 und das Sonnenrad 88 zusammen aufgrund des Drehmomentes von der Zwischenwelle 85 drehen, so daß die Zwischenwelle 85 und die Ausgangswelle 87 direkt verbunden sind. Die Bewegungsenergie wird somit von der Zwischenwelle 85 auf den Motor/Generator 15 übertragen, so daß die Batterie 50 mit der vom Motor/Generator 15 erzeugten elektrischen Energie geladen wird. Wenn somit die regenerative Bremsweise gewählt wird, ist der Motor/Generator 15 eine angetriebene Vorrichtung. Gemäß obiger Beschreibung führen die Einwegkupplungen F1 und F2 die folgenden Betriebsabläufe durch oder spielen die folgenden Rollen: die Rolle, eingerückt zu sein, nur dann, wenn ein Drehelement sich in einer bestimmte Richtung dreht, um das Drehmoment auf das andere Drehelement zu übertragen; und die Rolle, zu bewirken, wenn sich ein Drehelement dreht, daß dann das andere Drehelement als Reaktionselement wirkt.

Gemäß der unter Bezugnahme auf die Fig. 8 und 9 beschriebenen Ausführungsform wird das Drehmoment des Motors/Generators 15 durch den zweiten Planetengetriebemechanismus 86 verstärkt und auf die Ausgangsseite des stufenlos schaltbaren Getriebes 2 übertragen. Im Ergebnis werden das Drehmoment von dem stufenlos schaltbaren Getriebe 2 und das Drehmoment vom Motor/Generator 15 aufsummiert oder addiert und auf die Räder 33 übertragen. Im Ergebnis wird das vom Motor 1 auf das stufenlos schaltbare Getriebe 2 übertragene Drehmoment kleiner als das an die Räder 33 zu übertragende Drehmoment. In der Ausführungsform der Fig. 8 und 9 kann somit der Wirkungsgrad der Leistungsübertragung und die Haltbarkeit des stufenlos schaltbaren Getriebes 2 aus gleichen Gründen wie in der Ausführungsform der Fig. 1 bis 3 verbessert werden.

Das Drehmoment vom Motor/Generator 15 wird dem Drehmoment hinzugefügt, welches vom stufenlos schaltbaren Getriebe 2 ausgegeben wird. Selbst wenn das Untersetzungsverhältnis des stufenlos schaltbaren Getriebes 2 so hoch gesetzt wird, daß der Motor/Generator 15 kompakt gemacht werden kann, steigt daher die Umdrehungszahl pro Minute des Motors/Generators 15 bei einer Hochgeschwindigkeitsfahrt nicht so hoch an, daß der erlaubbare Wert überstiegen wird. Somit kann der Motor/Generator 15 davor geschützt werden, sich zu überhitzen, so daß seine Haltbarkeit verbessert wird.

Bei der Ausführungsform gemäß den Fig. 8 und 9 wird weiterhin die erste Einwegkupplung F1 durch Schalten des gesteuerten Zustandes des Motors/Generators 15 zwischen dem Elektromotor (zur Energieversorgung während der Fahrt) und Energieerzeuger (zur Energierückgewinnung) eingerückt/freigegeben. Während der Zeit der Energieversorgung während der Fahrt und während der Zeit der Energierückgewinnung ist es möglich, die Übersetzungsverhältnisse auf der Eingangsseite und der Ausgangsseite des zweiten Planetengetriebemechanismus 86 unterschiedlich zu

machen (d. h., eine Mehrzahl von Getriebestufen festzusetzen). Im Ergebnis kann der zweite Planetengetriebemechanismus 86, der in der drehmomentübertragungsfähigen Weise mit der Ausgangswelle 30 verbunden ist, um das Drehmoment vom Motor/Generator 15 zu verringern, zwischen dem verzögerten Zustand und dem direkt verbundenen Zustand umgeschaltet werden, ohne daß irgendeine Steuerung durch ein spezielles Steuersystem notwendig ist und weder die Schaltzeitpunkte noch der Öldruck müssen gesteuert werden. Dies vereinfacht das System und macht die Herstellungskosten niedriger.

Obgleich die Erfindung in Verbindung mit ihren speziellen Ausführungsformen beschrieben wurde, ist sie nicht hierauf beschränkt. Von daher kann das Getriebe, wie es in der Erfindung zur Anwendung gelangt, auch ein kontinuierlich schaltbares Getriebe des Toroidal- (oder Traktions-) Typs, ein stufenlos schaltbares Getriebe des Hydrauliktyps, in welchem Öldruck durch ein eingangsseitiges Teil aufgebracht wird, um ein ausgangsseitiges Teil zu drehen oder ein Getriebe des Zahnradtyps sein.

Die Anfahrkupplung, welche in den obigen bevorzugten Ausführungsformen verwendet worden ist, kann darüber hinaus durch einen Drehmomentwandler ersetzt werden.

Nachfolgend sollen die mit der erfindungsgemäßen Vorrichtung bzw. dem erfindungsgemäßen Hybridfahrzeug erzielbaren Vorteile nochmals zumindest teilweise zusammengefaßt und beschrieben werden.

- Wenn ein Drehmoment, welches eine Anforderung für die Antriebskraft des Fahrzeuges erfüllt, auf die Räder übertragen werden soll, kann gemäß der Erfindung das von der Ausgangsseite des Getriebes auf die Räder zu übertragende Drehmoment durch die Funktionen der zweiten Antriebskraftquelle und des Planetengetriebemechanismus erhöht oder verstärkt werden. Dies macht es möglich, das von der ersten Antriebskraftquelle auf das Getriebe einzugebende Drehmoment zu verringern. Im Ergebnis kann Rutsch zwischen den Bauteilen zur Übertragung des Drehmomentes zwischen Eingangsseite und Ausgangsseite des Getriebes unterdrückt werden, um die Leistungsübertragungsfähigkeit oder den Wirkungsgrad und die Haltbarkeit des Getriebes zu erhöhen.

- Erfindungsgemäß kann das von der Ausgangsseite des Getriebes auf die Räder zu übertragende Drehmoment durch die Funktionen der zweiten Antriebskraftquelle und die Mehrzahl von Planetengetriebeeinheiten erhöht oder verstärkt werden. Im Ergebnis werden die Energieübertragungsleistung bzw. der Wirkungsgrad und die Haltbarkeit des Getriebes verbessert, wie bereits beschrieben.

- Das von dem Getriebe ausgegebene Drehmoment wird erfindungsgemäß darüber hinaus über das erste Sonnenrad auf den Träger übertragen. Wenn das Drehmoment vom Elektromotor auf das zweite Sonnenrad übertragen wird, wirkt dieses zweite Sonnenrad als das Reaktionselement, so daß die Umdrehungszahl pro Minute des ersten Sonnenrades verzögert und auf den Träger übertragen wird. In Antwort auf Änderungen hinsichtlich des Bedarfs an Antriebskraft für das Fahrzeug kann somit das von der ersten Antriebskraftquelle in das Getriebe eingegebene Drehmoment verringert werden, um die Energieübertragungsleistung oder den Wirkungsgrad und die Haltbarkeit des Getriebes zu verbessern, wie oben beschrieben.

- Weiterhin wird erfindungsgemäß das vom Getriebe ausgegebene Drehmoment auf das zweite Sonnenrad übertragen. Wenn das Drehmoment der zweiten An-

triebskraftquelle auf das zweite Hohlrad übertragen wird, wirkt dieses zweite Hohlrad dann als Reaktionselement, so daß das Drehmoment des zweiten Sonnenrades verzögert und auf den zweiten Träger übertragen wird. In Antwort auf Änderungen hinsichtlich des Bedarfs für eine Antriebskraft des Fahrzeuges kann somit das von der ersten Antriebskraftquelle in das Getriebe eingegebene Drehmoment verringert werden, um die Energieübertragungsleistung und die Haltbarkeit des Getriebes zu verbessern, wie oben beschrieben.

– Erfindungsgemäß wird weiterhin das Drehmoment der zweiten Antriebskraftquelle nach der Verstärkung der Ausgangsseite des Getriebes zugeführt, so daß das Ausgangsdrehmoment vom Getriebe und das Drehmoment der zweiten Antriebskraftquelle summiert oder addiert werden und auf die Räder übertragen werden. In Antwort auf Änderungen bezüglich der Anforderung für eine Antriebskraft des Fahrzeuges kann somit das von der ersten Antriebskraftquelle auf das Getriebe einzugebende Drehmoment verringert werden, um die Energieübertragungsleistung oder den Wirkungsgrad und die Haltbarkeit des Getriebes zu verbessern, wie oben beschrieben.

Beschrieben wurde insoweit zusammenfassend ein Hybridfahrzeug, welches im wesentlichen aufweist: eine erste Antriebsquelle; ein Getriebe zur Übertragung des Drehmomentes der ersten Antriebsquelle auf Räder; eine zweite Antriebsquelle; und einen Drehmomentübertragungszug zwischen der Antriebskraftquelle und den Rädern zur Eingabe des Drehmomentes von der zweiten Antriebskraftquelle. Das Hybridfahrzeug weist weiterhin einen Drehmomenthinzu-  
füg-Zug zum Synthetisieren oder Zusammensetzen des von dem Getriebe ausgegebenen Drehmomentes und des von der zweiten Antriebskraftquelle ausgegebenen Drehmomentes auf, um das zusammengesetzte Drehmoment an ein Ausgangsteil auszugeben.

#### Patentansprüche

1. Ein Hybridfahrzeug mit:  
einer ersten Antriebskraftquelle (1);  
einem Getriebe (2) zur Übertragung eines Drehmomentes von der ersten Antriebskraftquelle auf Räder (33);  
einer zweiten Antriebskraftquelle (15); und  
einem Drehmomentübertragungszug (3, 4, 5, 30) zwischen der ersten Antriebskraftquelle und den Rädern (33) zur Eingabe des Drehmomentes der zweiten Antriebskraftquelle, **gekennzeichnet durch**:  
einen Drehmomenthinzu-  
füg-Zug (16) zur Synthetisierung des von dem Getriebe ausgegebenen Drehmomentes und des von der zweiten Antriebskraftquelle ausgegebenen Drehmomentes, um das synthetisierte Drehmoment an ein Ausgangsteil (30, 53, 94) auszugeben.
2. Hybridfahrzeug nach Anspruch 1, wobei der Drehmomenthinzu-  
füg-Zug (16) aufweist: ein erstes Eingangsteil (18), welchem das Drehmoment von dem Getriebe übertragen wird; und ein zweites Eingangsteil (19), welchem das Drehmoment von der zweiten Antriebskraftquelle übertragen wird, und wobei die von den ersten und zweiten Eingangsteilen eingegebenen Drehmomente synthetisiert und vom Ausgangsteil ausgegeben werden.
3. Hybridfahrzeug nach Anspruch 1, wobei der Drehmomenthinzu-  
füg-Zug (16) wenigstens einen Satz Planetengetriebemechanismen (17) enthält.

4. Hybridfahrzeug nach Anspruch 1, weiterhin gekennzeichnet durch: eine erste Kupplungsvorrichtung (C1), welche die erste Antriebskraftquelle selektiv mit dem Drehmomenthinzu-  
füg-Zug (16) verbindet und von diesem trennt; und eine zweite Kupplungsvorrichtung (C2) zum Drehen des Drehmomenthinzu-  
füg-Zuges (16) einstückig als Ganzes.
5. Hybridfahrzeug nach Anspruch 1, wobei der Drehmomenthinzu-  
füg-Zug (16) einen Rückwärtsfahrmechanismus (BR, 17, 55, B0, 78) zum Umkehren und Ausgeben des vom Getriebe übertragenen Drehmomentes beinhaltet.
6. Hybridfahrzeug nach Anspruch 1, wobei der Drehmomenthinzu-  
füg-Zug (16) einen Geschwindigkeitsänderungsmechanismus (17, 54, 86) zum Schalten des von der zweiten Antriebskraftquelle übertragenen Drehmomentes in wenigstens zwei hohe und niedrige Stufen und zum Ausgeben des umgeschalteten Drehmomentes aufweist.
7. Hybridfahrzeug nach Anspruch 1, wobei das Getriebe ein stufenlos schaltbares Getriebe (2) beinhaltet.

---

Hierzu 9 Seite(n) Zeichnungen

---

- Leerseite -



**FIG.1**

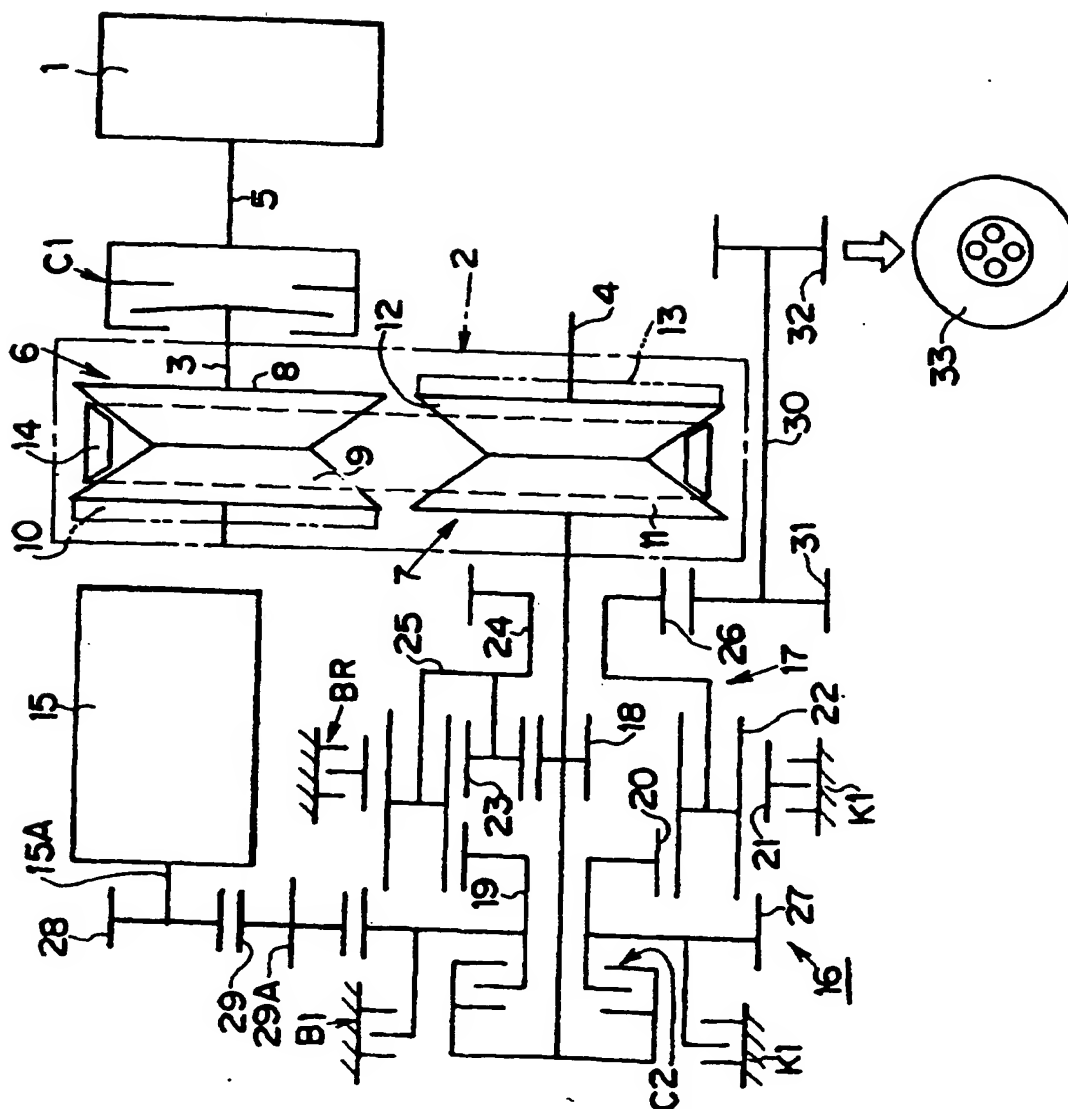


FIG.2

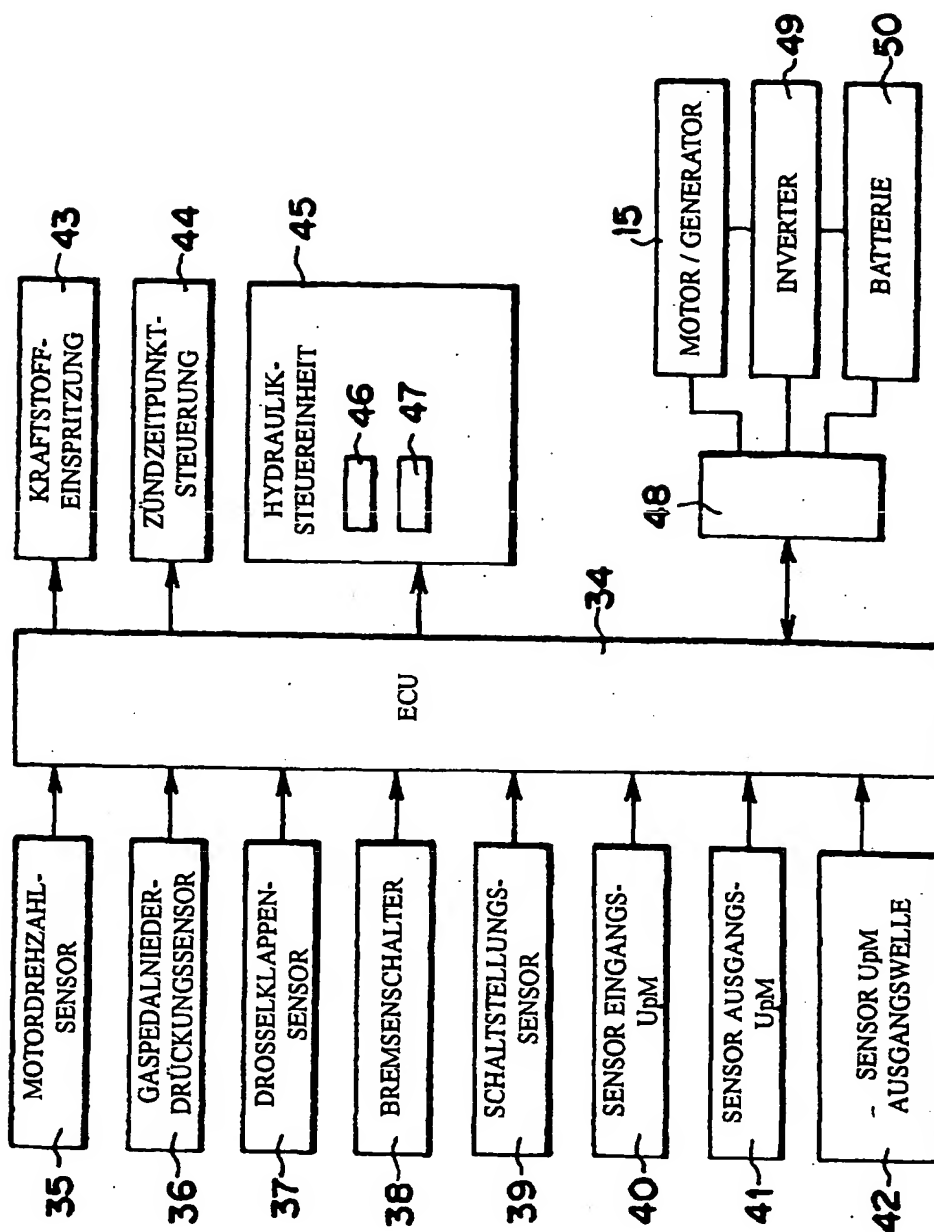


FIG.3

ANTRIEBSWEISE	C1	C2	B1	BR	ANTRIEBSVORRICHTUNG (ANGETRIEBENE VORRICHTUNG)
LANGSAMFAHRT		○			MOTOR / GENERATOR
NORMALES ANFAHREN	○		(Δ)		MOTOR + MOTOR / GENERATOR
NORMALES FAHREN	○	○			MOTOR (MOTOR / GENERATOR)
REGENERATIVES BREMSEN		○			MOTOR / GENERATOR
RÜCKWÄRTSFAHRT	○			○	MOTOR

FIG.4

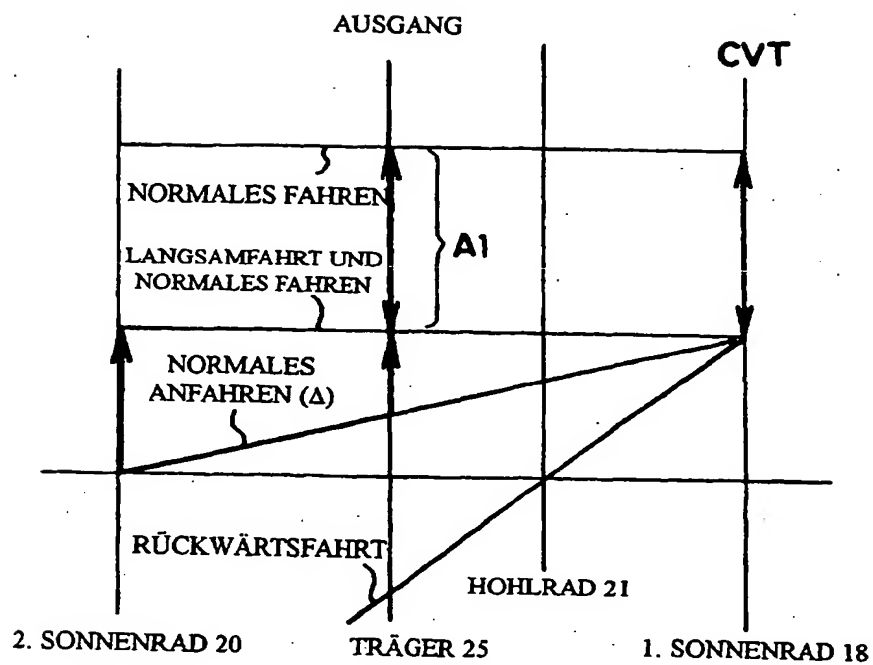


FIG.5

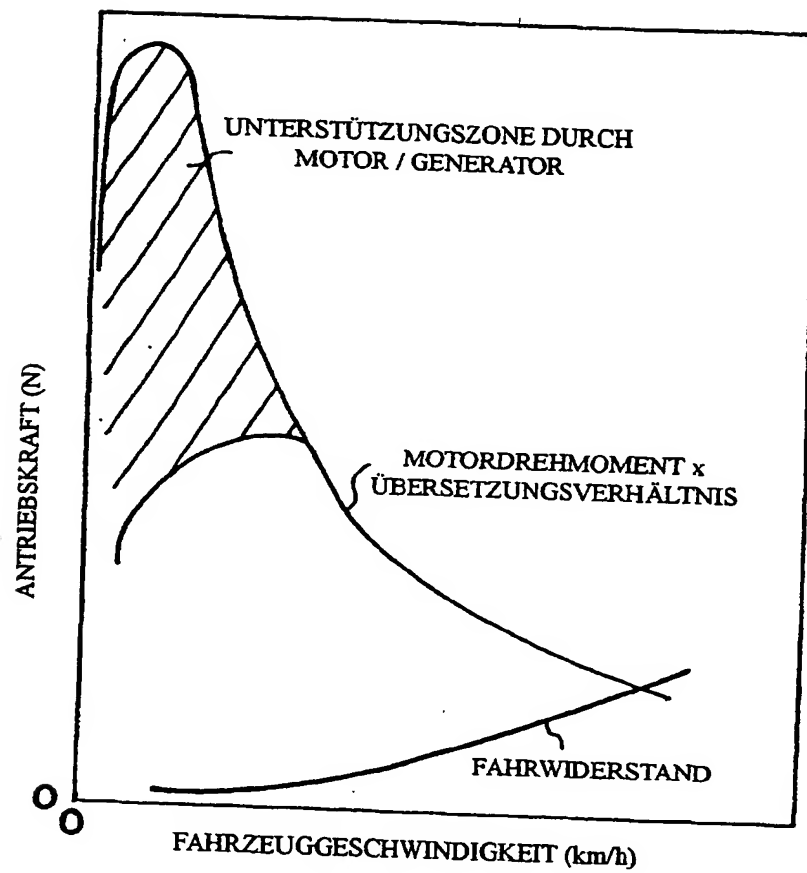




FIG.6

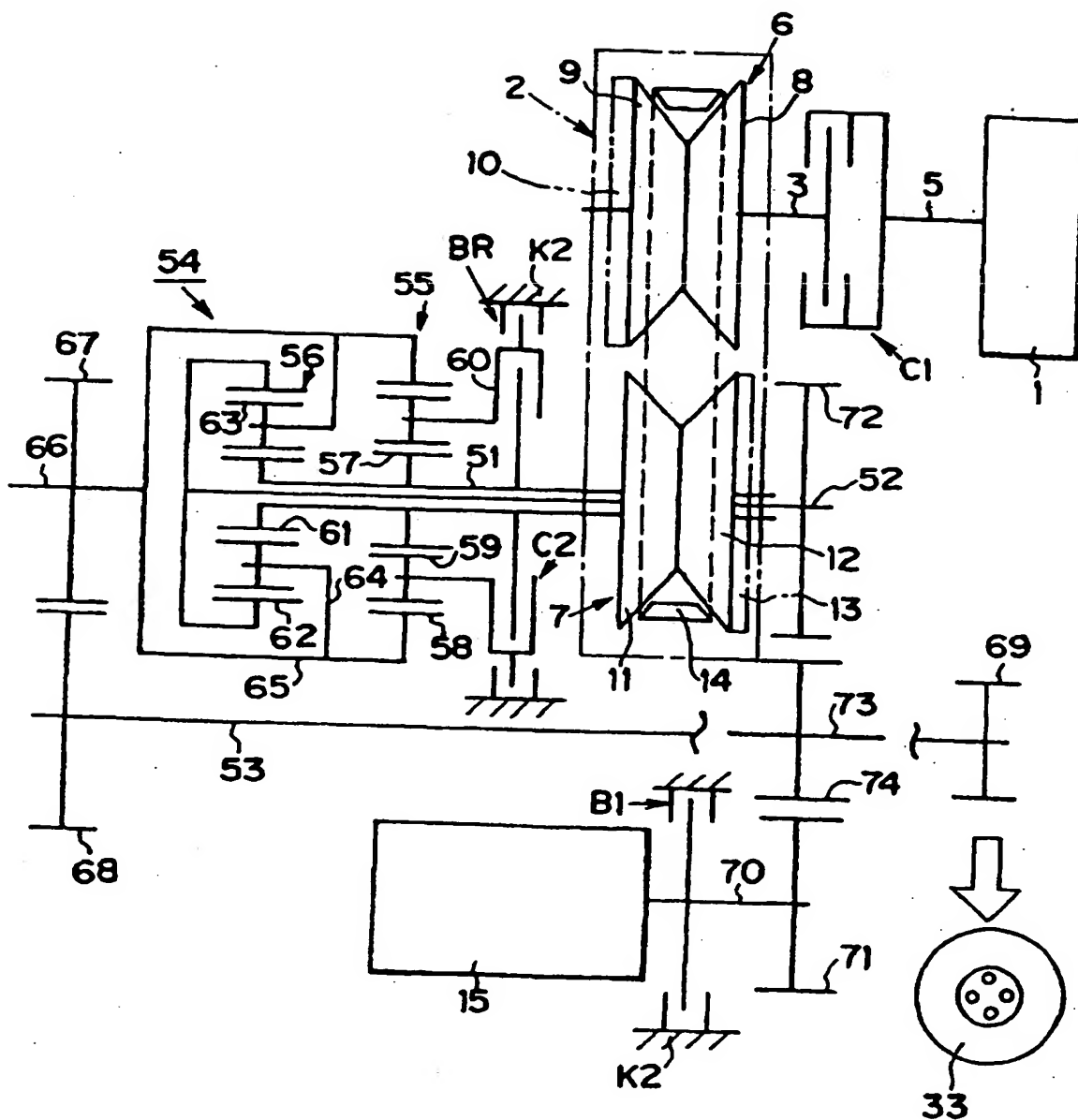


FIG.7

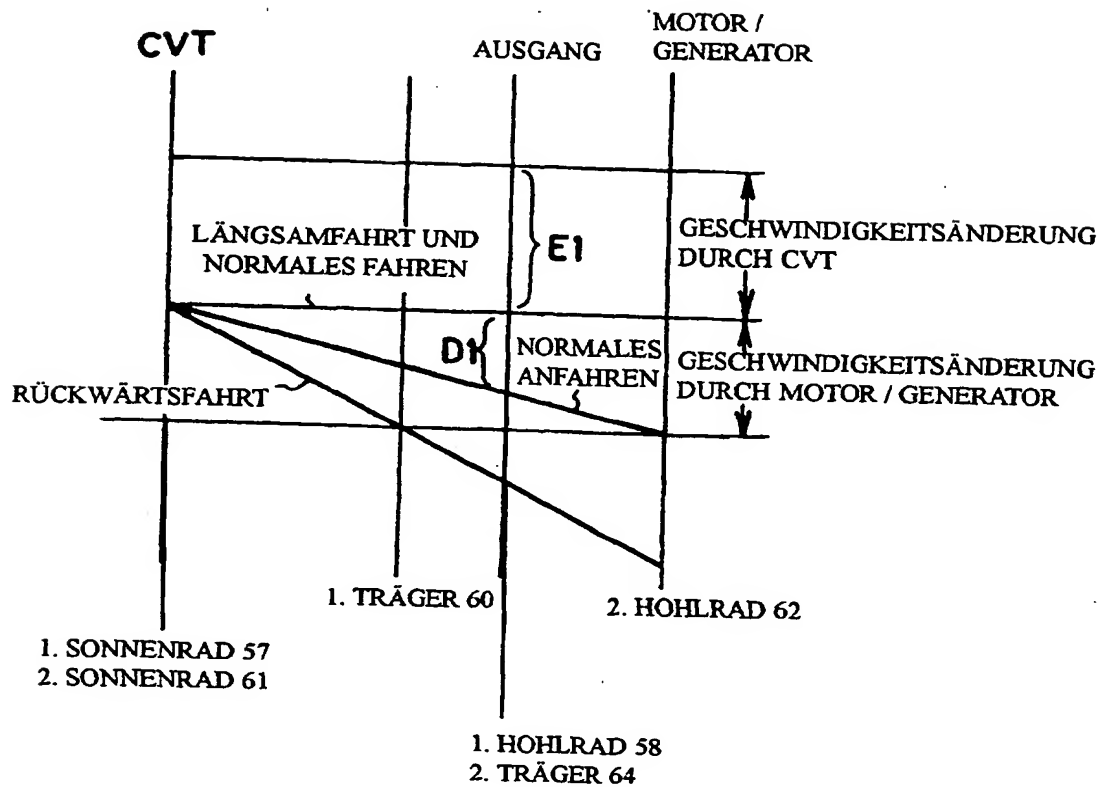


FIG.8

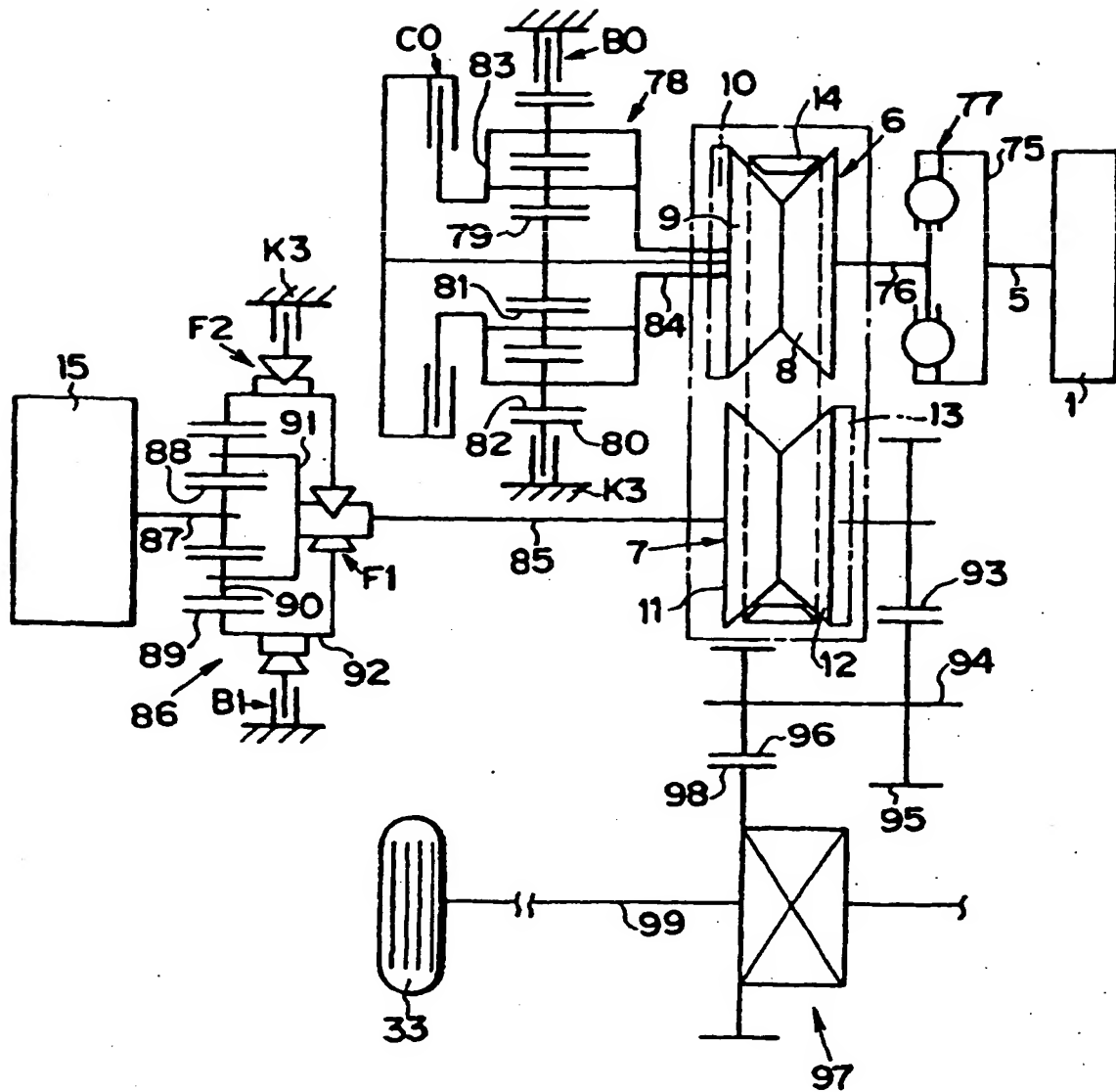


FIG.9

ANTRIEBSWEISE	C0	B0	F1	F2	B1	ANTRIEBSVORRICHTUNG (ANGETRIEBENE VORRICHTUNG)
LANGSAMFAHRT				○	○	MOTOR / GENERATOR (ECO-FAHRWEISE)
NORMALES ANFAHREN	○			○	○	MOTOR+ MOTOR / GENERATOR
NORMALES FAHREN	○			Δ	○	MOTOR (MOTOR / GENERATOR)
REGENERATIVES BREMSSEN (ENERGIEGEWINNUNG)			○		○	MOTOR / GENERATOR
RÜCKWÄRTSFAHRT		○				MOTOR